

УДК 629.7:621.44

Н. В. ЛЫСЕНКО

ОБЪЕМНАЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА — ГИДРОСТАРТЕР ЗАПУСКА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассматриваются некоторые результаты анализа возможности использования гидравлической пусковой системы — гидростартера наземного запуска газотурбинного двигателя. Газотурбинный двигатель (ГТД); запуск; объемная регулируемая гидромашина; гидростартер

ВВЕДЕНИЕ

На целом ряде летательных аппаратов для различных целей в системах привода широко используется гидравлика. Поэтому для некоторых из ЛА может оказаться целесообразным использование гидравлической пусковой системы, причем такая пусковая система может применяться при некоторых условиях даже на тяжелых самолетах при высоких требуемых мощностях пускового устройства. Например, на американском экспериментальном сверхзвуковом самолете ХВ-70 «Валькирия» для запуска шести ТРДД YJ93-3 с тягой 133 кН использовалась гидравлическая пусковая система с мощностью гидростартера 140 кВт [1].

В качестве пускового устройства на двигателе YJ93-3 использовался основной обратимый гидронасос с производительностью 60 л/с. Имелся также гидронасос вспомогательной системы с производительностью 36 л/с. Оба насоса располагались на коробке передач двигателя в передней части его, и для их привода требовалась мощность 240 кВт (рис. 1).

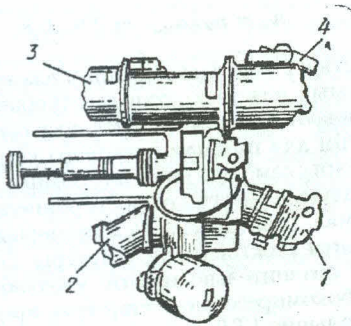


Рис. 1. Коробка привода агрегатов YJ93-3, фирмы «Сандстейд»: 1 — основной обратимый гидронасос производительностью 60 л/с, при запуске используется в качестве пускового устройства; 2 — вспомогательный гидронасос с производительностью 36 л/с; 3 — привод постоянной частоты вращения; 4 — электрический генератор 60 кВт

Для запуска шести подъемных ТРД на истребителе вертикального взлета VJ 101С (ФРГ) использовалась гидравлическая пусковая система, КПД которой, по данным фирмы «Викерс», составлял 0,88. Узел, состоящий из гидростартера, привода и регулирующих устройств, имел массу 7,3 кг. Запуск каждого из двух двигателей ТРДД «Лайкоминг» PLF1B-2 с тягой 22,9 кН, установленных на экспериментальном самолете VFW614 (ФРГ), осуществлялся также гидростартерами. Запуск первого двигателя мог проводиться два-

жды с питанием гидростартера от гидронасоса аккумулятора; второй двигатель запускался гидростартером с отбором гидравлической мощности от гидростартера, работающего в режиме гидронасоса, первого уже запущенного двигателя. После запуска гидростартер второго двигателя также переходил в насосный режим работы.

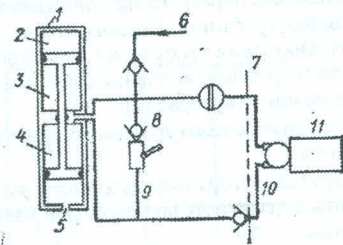


Рис. 2. Гидравлическая пусковая система ВСУ транспортного самолета С5А: 1 — гидроаккумулятор; 2 — воздух; 3 — гидросмесь высокого давления; 4 — гидросмесь низкого давления; 5 — срабатывание; 6 — система подвода давления; 7 — противопожарная перегородка; 8 — пусковой клапан; 9 — ручной насос; 10 — гидростартер; 11 — ВСУ

Известны способы использования гидростартеров для запуска бортовых вспомогательных силовых установок (ВСУ) самолетов, например, на американских транспортных самолетах С-141, С5А (рис. 2) и вертолетах, например, на американских вертолетах «Бонинг Вертол 107-П» и Сикорский S-65.

На вертолете S-65 гидростартеры используются для запуска ВСУ «Солар» Т62-Т-12 и двух двигателей Т64-GE-6 с мощностью 2100 кВт. Помимо этого, гидросистема используется с ВСУ для проверки работы всех систем вертолета без запуска основных двигателей и без применения наземных источников мощности.

На вертолете «Бонинг Вертол 107-П» запуск ВСУ осуществляется гидростартером при питании его от гидроаккумулятора с давлением 21,0 МПа. После отключения гидростартера от гидроаккумулятора гидростартер переходит в режим насоса, обеспечивая выполнение функций зарядки гидроаккумулятора, поддержания требуемого давления в гидросистеме, проверки систем вертолета без запуска основных двигателей. Производительность насоса составляет 1,47 л/с при давлении 27 МПа. На вертолете Сикорский-Вебер запуск ВСУ с мощностью 66 кВт и основных ГТД JFTD-12A-1 с мощностью 3000 кВт также осуществляется гидростартерами.

Мощность этих гидростартеров при запуске основных двигателей по ориентировочной оценке может быть

ставлять 25–30 кВт. Гидростартеры используют также для запуска малоразмерных двигателей других типов и, в частности, для запуска турбокомпрессорных стартеров и малоразмерных ВСУ аварийного назначения.

Так, фирма «Плесси» (Англия) запуск турбокомпрессорного стартера Меон и ВСУ Меон осуществляет гидростартером. Требуемая суммарная производительность гидростартера, устанавливаемая на эти ГТД взамен электрического стартера, составляет 0,072 л на один запуск при давлении 21 МПа.

1. ЗАПУСК ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Существует минимальная частота вращения ротора n_{\min} , при которой возможна самостоятельная работа газотурбинного двигателя. Минимальная частота вращения может быть определена, например, условием равенства температуры газов перед турбиной максимально допустимой величине $T_{r\max}^*$. В ТРД с осевым компрессором n_{\min} может составлять 15...20% от n_{\max} , т. е. существенно меньше частоты вращения на режиме малого газа, на котором возможна продолжительная работа двигателя без перегрева при пониженной температуре газа перед турбиной. Следовательно, запуск газотурбинного двигателя требует первоначальной его раскрутки от постороннего источника мощности (пускового устройства или стартера) [2].

Процесс запуска газотурбинного двигателя состоит из трех этапов:

1) Раскрутки ротора пусковым устройством без подачи топлива в двигатель до некоторой частоты вращения $n_1 < n_{\min}$.

2) Совместной работы пускового устройства и турбины двигателя после подачи топлива в камеры сгорания и его воспламенения.

3) Самостоятельной раскрутки двигателя от частоты вращения, при которой отключается стартер, $n_2 > n_{\min}$, до режима малого газа — $n_{м.г.}$.

Характер кривых крутящих моментов в процессе запуска одновального ТРД показан на рис. 3. Крутящий момент и частота вращения стартера на графике приведены к частоте вращения ротора двигателя с учетом передаточного числа редуктора. Величины всех моментов отнесены к моменту турбины на режиме малого газа. На первом этапе пусковое устройство преодолевает момент сопротивления ротора ($M_{п.у.} > M_{сопр}$). При частоте вращения n_1 в камеры сгорания двигателя подается топливо, которое воспламеняется специальными пусковыми воспламенителями. Мощность пускового устройства и частоту вращения n_1 , при которой подается топливо, выбирают так, чтобы выполнялось условие $n_1 < n_x$ (n_x — конечная частота вращения при «холодной» прокрутке двигателя от пускового устройства), иначе запуск станет невозможным. Обычно $n_1 = (0,5...0,85)n_x$. После подачи топлива мощность турбины начинает возрастать и при некоторой частоте вращения (на рис. 3 при $\bar{n} > 0,18$) на валу двигателя появляется положительный избыточный момент турбины ΔM_T . Однако для ускорения запуска пусковое устройство отключают при значительно большей частоте вращения n_2 , когда избыточный момент турбины достигает заметной величины, сравнимой с моментом стартера в начальный момент запуска. Заштрихованная область на рис. 3 соответствует моментам, идущим непосредственно на ускорение вращения ротора двигателя на разных этапах его запуска. В двухвальных одноконтурных и двухконтурных двигателях с помощью пускового устройства раскручивают один из роторов, как правило, ротор высокого давления.

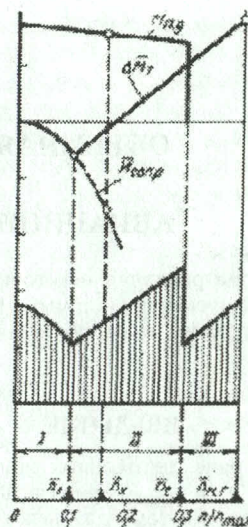


Рис. 3. Диаграмма крутящих моментов при запуске ТРД

Характерные частоты вращения при запуске имеют у выполненных ТРД и ТРДД примерно следующие значения (по отношению к максимальной частоте вращения): подача топлива $\bar{n}_1 = 0,08...0,15$; отключение пускового устройства $\bar{n}_2 = 0,25...0,4$. Большие значения здесь относятся к двухвальным двигателям, имеющим повышенные частоты вращения ротора высокого давления на режиме малого газа. Характерные частоты вращения при запуске изменяются в более узких пределах, если их отнести к соответствующим частотам вращения на режиме малого газа:

$$\bar{n}'_1 = n_1/n_{м.г.} = 0,2...0,25;$$

$$\bar{n}'_2 = n_2/n_{м.г.} = 0,6...0,8.$$

Существует несколько видов пусковых устройств, используемых для раскрутки газотурбинных двигателей. Различают автономные пусковые системы (источник энергии для питания пускового устройства находится на борту самолета) и неавтономные системы, требующие подвода энергии от постороннего аэродвигательного источника. Для запуска малоразмерных двигателей используются электрические стартеры. Большую мощность при сравнительно низком удельном весе могут иметь турбокомпрессорные стартеры, представляющие собой небольшие ГТД со свободной турбиной, вращающей через редуктор ротор двигателя. Дополнительное преимущество такого стартера заключается в том, что он может быть соединен с электрогенератором и использован в качестве автономного бортового источника энергии, необходимой, например, для подготовки самолета к вылету. Наименьший удельный вес при достаточно высоких мощностях имеют воздушные турбостартеры, однако для их работы необходим источник сжатого воздуха (350...450 кПа) на борту самолета или на аэродроме. Для ускоренного автономного запуска могут быть использованы легкие, малогабаритные и мощные топливовоздушные или твердотопливные турбостартеры, которые работают на жидком горючем и сжатом воздухе в качестве окислителя или шашки твердого топлива, включающего компоненты горючего и окислителя.

Характерной особенностью всех рассмотренных типов турбостартеров является практически прямолинейная зависимость крутящего момента от частоты вращения ротора двигателя. У топливно-воздушного и твердотопливного турбостартеров момент слабо изменяется

по частоте вращения, а у пусковых устройств других типов — заметно уменьшается. В общем случае крутящий момент пускового устройства может быть выражен простой зависимостью:

$$M_{п.у.} = M_{п.у.0} - \alpha n, \quad (1)$$

где $M_{п.у.0}$ — крутящий момент стартера при $n = 0$; n — частота вращения ротора двигателя; α — коэффициент, зависящий от типа применяемого пускового устройства.

В качестве примера рассматривается одновалный газотурбинный двигатель — вспомогательная силовая установка с отбором сжатого воздуха и электрической энергии постоянного и переменного тока — ГТД ВСУ ТА-6А.

Двигатель устанавливается в специальном негерметизированном отсеке на борту самолета или на специальной аэродромной установке и предназначен для воздушного запуска основных двигателей самолета на земле и в полете в аварийной ситуации; питания сжатым воздухом системы кондиционирования самолета на земле и бортовых воздушно-приводных устройств в полете при аварийном использовании в случае отказа основных источников энергии; питания бортовой сети самолета электроэнергией переменного и постоянного тока на земле и в полете при аварийном использовании в случае отказа основных источников питания.

Для расчета процесса запуска предварительно должны быть выбраны частоты вращения ротора на режиме малого газа $n_{м.г.}$, в начале подачи топлива n_1 и при отключении пускового устройства n_2 . Уравнение движения ротора ТРД при запуске может быть записано в виде

$$M_{п.у.} + M_T - M_k - M_m = J_z d\omega/dt, \quad (2)$$

где J_z — момент инерции ротора относительно оси вращения, M_T — крутящий момент, развиваемый турбиной, M_k — момент на валу компрессора, M_m — момент, требуемый для преодоления силы трения в подшипниках и для вращения агрегатов, ω — угловая скорость ротора, $M_T - M_k - M_m = M_T - M_k/\eta_m$ — момент сопротивления при холодной прокрутке двигателя ($M_{сопр}$) или избыточный момент турбины при работающем двигателе (ΔM_T), для определения которых существуют различные приближенные методы.

Отсюда время раскрутки до частоты вращения $n_{м.г.}$ составляет

$$t_{зап} = 2\pi J_z \int_0^{n_{м.г.}} \frac{dn}{M_{п.у.} + M_T - M_k/\eta_m}. \quad (3)$$

Это выражение интегрируется последовательно для всех трех этапов запуска.

При выбранных частотах вращения в начале подачи топлива (n_1) и при отключении пускового устройства (n_2) время запуска может быть сокращено при увеличении крутящего момента (мощности) пускового устройства (первый и второй этапы) и увеличении избыточного момента турбины ΔM_T (третий и отчасти второго этапы). Увеличение ΔM_T достигается повышением относительной температуры газа перед турбиной в процессе запуска по сравнению с установившимися режимами при тех же частотах вращения ротора $T_T = T_{Г.зап}^*/T_{Г.уст}^*$. На рис. 4 показаны результаты расчета раскрутки ротора одновалного ТРД в процессе запуска при разных удельных мощностях пускового устройства ($J_z/G_{В0}^2 = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \text{ с}^2/\text{кг}$; $T_{Г.сп} = 1,2$; $M_{п.у.} = \text{const}$), определяемых как отношение мощности стар-

тера к максимальной нефорсированной тяге двигателя $N_{п.у.}/P_{0 \text{ макс}}$. Основную часть времени запуска составляют первый и второй этапы, в которых ускорение двигателя зависит, главным образом, от крутящего момента пускового устройства. Поэтому главным резервом ускорения запуска является уменьшение времени этих двух этапов.

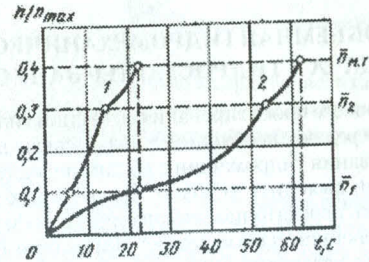


Рис. 4. Изменение частоты вращения ротора одновалного ТРД в процессе запуска при различных удельных мощностях пускового устройства $N_{п.у.}/P_{0 \text{ макс}}$, Вт/даН: 22,5 (1) и 7,5 (2)

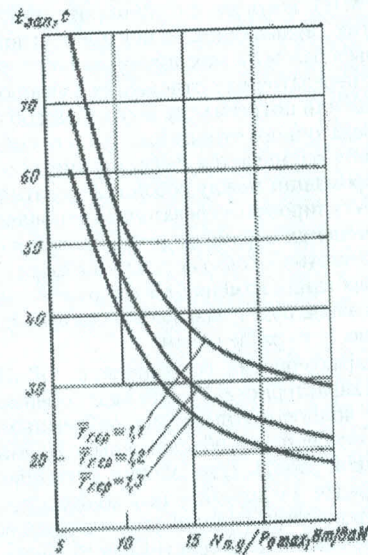


Рис. 5. Влияние удельной мощности пускового устройства и средней степени увеличения температуры газа перед турбиной на время запуска одновалного ТРД

Как правило, время запуска газотурбинных двигателей не должно превышать одной минуты. Двигатели средних размеров обычно имеют пусковое устройство с удельной мощностью 5 ... 10 кВт на каждые 1000 Н максимальной тяги (ТРД и ТРДД) или 15 кВт на каждые 1000 кВт взлетной мощности (ТВД). В ряде случаев необходим ускоренный запуск, время которого должно быть меньше 20 ... 30 с. Повышение температуры газа перед турбиной при запуске сравнительно мало сокращает его время, так как этот фактор сказывается на коротком третьем этапе и лишь частично — на втором. Повышение температуры ограничивается возможным перегревом турбины и опасностью появления срывных, неустойчивых режимов работы компрессора.

Наиболее радикальным средством сокращения времени запуска может служить повышение мощности пусковых устройств, применение мощных, легких и малогабаритных пусковых устройств. На рис. 5 показано

влияние удельной мощности пускового устройства на время запуска ГРД при различной средней степени увеличения температуры газов перед турбиной ($J_z/G_{\text{ВО}}^2 = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2\text{с}^2/\text{кг}$; $M_{\text{п.у}} \approx \text{const}$). Ускоренный запуск со временем, меньшим 20...25 с, может быть получен при удельной мощности стартера $N_{\text{п.у.}}/P_{0\text{max}} \approx (20...25) \text{ Вт/Н}$.

2. ОБЪЕМНАЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА — ГИДРОСТАРТЕР ЗАПУСКА ГТД

В процессе проектирования объемной гидромеханической передачи необходимо: знать связь параметров регулирования гидромашин с общим передаточным отношением; выяснить условия, при которых можно регулировать передаточное отношение во всем его диапазоне изменением параметра регулирования одной гидромашин; установить зависимость изменения перепада давления в гидрелиниях и расхода рабочей жидкости в функции от передаточного отношения, параметров регулирования и закона нагружения [3].

Все это в совокупности называется гидравлическими характеристиками объемной гидромеханической передачи (ОГМП), которые в отличие от механических характеристик (вращающих моментов и угловых скоростей звеньев базового механизма) зависят не только от нагрузки, передаточного отношения и угловой скорости двигателя или потребителя, но и от способа регулирования передаточного отношения. Под способом регулирования подразумевается связь параметров регулирования гидромашин между собой и передаточным отношением. Регулировать передаточное отношение можно путем изменения параметра регулирования (рабочего объема) одной или обеих гидромашин. Если оба параметра регулирования изменяются одновременно, то такое регулирование будет называться совместным, а если поочередно, — то раздельным.

Расчет характеристик гидропривода ОГМП (гидравлических характеристик) имеет ряд особенностей по сравнению с полнопоточными гидрообъемными передачами. Эти особенности обусловлены, с одной стороны, спецификой работы гидромашин в составе многопоточных передач, а с другой — необходимостью согласовать характеристики гидромашин с кинематическими и нагрузочными характеристиками базового планетарного механизма. Методика расчета гидравлических характеристик во многом зависит от форм представления потерь, из которых наиболее удобной является математическая модель потерь. Однако ее получение, если предполагается использовать гидромашин, для которых такая модель неизвестна, может оказаться весьма трудоемкой задачей.

Регулирование гидростартера как элемента гидропередачи осуществляется либо изменением расхода гидрожидкости при постоянном рабочем объеме гидромотора, либо изменением (регулированием) объема при постоянном расходе жидкости.

Расход жидкости может меняться путем дроссельного регулирования или изменением рабочего объема. В отличие от дроссельного регулирования при объемном регулировании мощность существенно не снижается.

Рассмотрим три возможных варианта систем гидростартера с регулируемым элементом.

1. Система гидростартера с регулируемым насосом и нерегулируемым гидростартером. Примем частоту вращения насоса постоянной ($n_1 = \text{const}$). Тогда в идеальном случае (при отсутствии потерь) имеем из

условий постоянства расхода

$$\epsilon_1 V_1 = \frac{n_1}{60} = V_2 \frac{n_2}{60},$$

откуда частота вращения гидромотора

$$n_2 = \epsilon_1 \frac{V_1}{V_2} n_1, \quad (4)$$

где ϵ — параметр регулирования, выражающий относительное значение производительности регулируемой машины в долях от максимальной производительности; V_1, V_2 — максимальная производительность насоса и мотора соответственно.

Крутящий момент на валу гидронасоса $M_1 = \epsilon_1 p \frac{V_1}{2\pi}$, где p — давление в системе, связывающей обе гидромашин. Если принять $\frac{\epsilon V_1}{2\pi} = \text{const} = b$, то $M_1 = \epsilon_1 b$.

Крутящий момент на валу гидромотора не зависит от ϵ_1 :

$$M_2 = p \frac{V_2}{2\pi}. \quad (5)$$

Для мощности гидромотора получим

$$N_2 = \epsilon_1 \frac{p V_1 n_1}{2\pi \cdot 716,2}. \quad (6)$$

Но так как $p V_1 n_1 / (2\pi \cdot 716,2) = \text{const}$, то

$$N = \epsilon_1 \text{const}. \quad (7)$$

В зависимости от параметра регулирования характеристика гидропередачи может быть представлена, как это показано на рис. 6 для случая идеальной гидропередачи с регулируемым насосом.

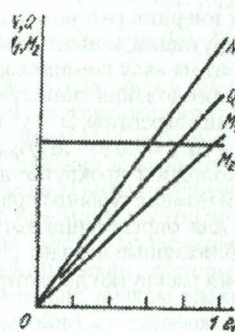


Рис. 6. Идеальная характеристика гидропередачи с регулируемым насосом при $p, n = \text{const}$

Для оценки эксплуатационных характеристик гидростартера такое представление характеристик недостаточно. Поэтому представим характеристики системы гидростартера в зависимости от частоты вращения. Как и ранее, примем, что $p = \text{const}$, $n_1 = \text{const}$, $\epsilon_1 = \text{const}$ (рис. 7). Анализ характеристики показывает, что в такой системе может быть получен постоянный момент M_2 на валу гидромотора, что близко к требуемому для запуска ГТД.

При регулировании насоса с обеспечением постоянной мощности гидронасоса $N_1 = \text{const}$ (например, за счет изменения давления) может быть получено изменение (снижение) момента на валу гидромотора, начиная с определенного этапа запуска. При этом регулирование насоса позволит обеспечить изменение частоты вращения в диапазоне 40:1 с сохранением сравнительно высокого КПД.

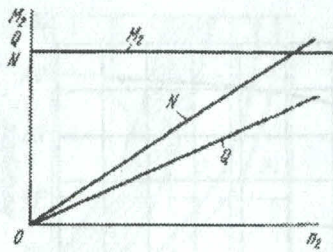


Рис. 7. Идеальная характеристика гидростартера в зависимости от частоты вращения при регулировании гидронасоса

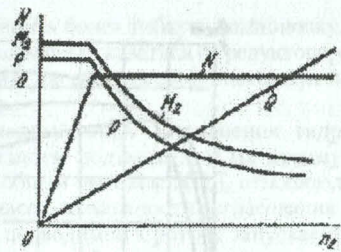


Рис. 8. Идеальная характеристика гидростартера в зависимости от частоты вращения гидромотора при регулировании гидронасоса с $N = \text{const}$

2. Система гидростартера с насосом постоянной производительности и регулируемым мотором (гидростартером). Исходя из условий постоянства расхода, описываемых формулой

$$V \frac{n_1}{60} = e_2 V_2 \frac{n_2}{60},$$

получим для идеального случая (без потерь):

$$n_2 = a_1 \cdot \frac{1}{e_2}, \tag{8}$$

где $a_1 = n_1 \frac{V_1}{V_2} = \text{const}$; e_2 — как и выше, принят за параметр регулирования.

Крутящий момент регулируемого гидромотора

$$M_2 = e_2 b_1, \quad \text{где} \quad b_1 = \frac{p V_2}{2\pi} = \text{const}.$$

При этом следует иметь в виду, что $M_1 = p \frac{V_1}{2\pi} = \text{const}$ при $p = \text{const}$.

При постоянной производительности насоса мощность будет постоянной. На рис. 8 приведена характеристика такой идеальной гидросистемы с регулируемым гидромотором.

Аналогично вышеописанному представляет интерес протекание параметров гидростартера по частоте вращения выходного вала. В системе гидростартера с регулируемым гидромотором можно получить изменение скоростей в диапазоне 4:1, что в ряде случаев может оказаться малоприемлемым.

3. Совместное регулирование обеих гидромашин в системе гидростартера. При этом может быть обеспечено изменение скоростей в широких пределах и практически любое заданное изменение крутящего момента по частоте вращения.

На рис. 9 приведена характеристика системы гидростартера при раздельном регулировании гидронасоса и гидростартера в зависимости от параметра регулирования. При этом в области а производится регулирование гидронасоса при постоянном положении элементов регулирования гидромотора, а в области б осуществляется регулирование гидромотора (стартера) при постоянном положении элементов регулирования гидронасоса.

При этом следует учесть, что давление и частота вращения насоса остаются постоянными. В области регулирования гидронасоса параметр регулирования гидромотора сохраняется постоянным; в области регулирования гидромотора сохраняется постоянным параметр регулирования гидронасоса. При совместном регулировании гидромотора и гидронасоса одновременно меняются скорость и крутящий момент, развиваемый на выходном валу гидромотора.

Регулирование момента и частоты вращения на выходном валу гидростартера осуществляется путем изменения рабочего объема гидронасоса при постоянном рабочем объеме гидромотора. При сохранении постоянного давления в системе питания гидромотора, а также при условии постоянной частоты вращения гидронасоса крутящий момент на выходном валу гидромотора будет постоянным, а мощность переменной. В идеальном случае примем, что $N_{\text{гидронасоса}} = N_{\text{гидромотора}}$.

Регулирование момента и частоты вращения на выходном валу гидромотора путем изменения рабочего объема гидромотора при сохранении постоянного давления в системе питания гидромотора и при условии

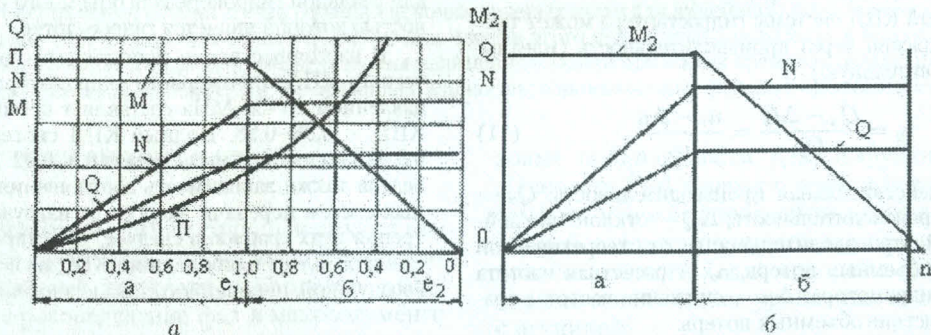


Рис. 9. Идеальная характеристика системы гидростартера при раздельном регулировании элементов системы (а) и идеальная характеристика системы гидростартера по частоте вращения выходного вала гидромотора при раздельном регулировании обеих гидромашин системы (б)

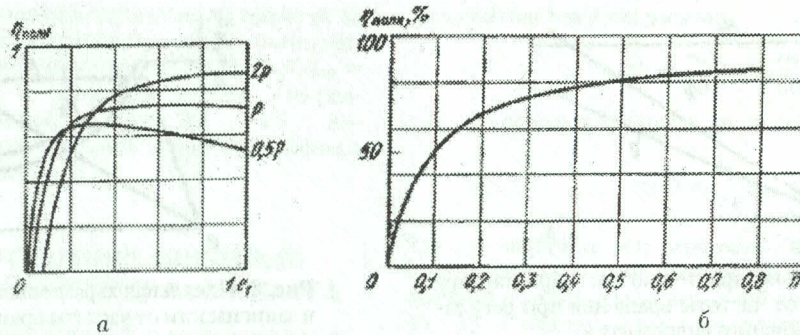


Рис. 10. Изменение полного КПД: а — гидростартера по параметру регулирования гидронасоса в зависимости от нагрузки; б — транспортной гидропередачи в зависимости от относительной частоты вращения гидромотора

сохранения рабочего объема насоса дает возможность получить постоянную величину мощности и уменьшающийся момент на валу гидромотора. Производительность гидромашин при этом, в случае $n \cdot e = \text{const}$, также может оставаться постоянной. Комбинация регулируемых гидромашин может передавать различные изменения мощности.

Потери в системе гидростартера, являющегося разновидностью гидростатической передачи, оцениваются величиной объемных, гидравлических и механических потерь (последние часто в технической литературе объединяются с гидравлическими и в этом случае называются механическими). Полный КПД гидростартера равен произведению названных КПД, полученных в результате оценки этих потерь. При значительной длине трубопровода между гидромотором и гидронасосом вводится понятие гидравлического КПД гидростартера, который выражается в виде

$$\eta_{\text{гидр}} = \frac{p_m}{p_n}, \quad (9)$$

где p_m — давление на входе в гидромотор; p_n — давление на выходе из насоса. Если принять, что эти величины равны давлениям в рабочих полостях обеих гидромашин системы гидростартера, то потери, измеренные от места измерения давления до рабочих полостей, войдут в механические потери гидромашин. Объемный КПД

$$\eta_o = \eta_{o,m} \eta_{o,n} = \frac{n_{m,d}}{n_{m,t}}, \quad (10)$$

где $n_{m,t}$ — расчетная частота вращения гидромотора; $n_{m,d}$ — действительная измеренная частота вращения гидромотора; $\eta_{o,n}$ — объемный КПД гидронасоса; $\eta_{o,m}$ — объемный КПД гидромотора.

Объемный КПД системы гидростартера может также быть выражен через производительность (идеальную и действительную)

$$\eta_o = \frac{Q_d - \Delta Q}{Q_t} = \frac{n_t - \Delta n}{n_t}, \quad (11)$$

где Q_d — действительная производительность; Q_t — расчетная производительность; ΔQ — отклонение действительной производительности от теоретической вследствие объемных потерь; n_t — расчетная частота вращения гидромотора; Δn — снижение частоты вращения вследствие объемных потерь.

Отношение $\frac{\Delta n}{n_t}$ назовем скольжением в гидростартере $\epsilon_{\text{гидрост.}}$

$$\epsilon_{\text{гидрост.}} = \frac{\Delta Q}{Q_t} = \frac{\Delta n}{n_t} = 1 - \eta_o. \quad (12)$$

Величина скольжения зависит от выбранной конструкции и условий работы стартера.

Объемные потери определяются: недостаточным заполнением рабочих полостей элементов гидромашин системы гидростартера; утечками жидкости в напорной зоне гидромашин; изменениями удельного объема жидкости при изменении давления.

Первая из причин потерь обычно не учитывается, так как подпиточное давление на входе в насос практически исключает эти потери.

Потери из-за утечек неизбежны и определяются размерами и формой каналов утечки, вязкостью жидкости и давлением в системе гидростартера. Для снижения утечек приходится снижать давление, переходить на жидкости с повышенной вязкостью и повышать обороты гидромашин. Объемные потери увеличиваются с уменьшением параметра регулирования e и с увеличением нагрузки.

Снижение скорости вращения гидромотора может быть результатом сжимаемости жидкости (производительность гидронасоса при этом падает, а потребление гидронасоса растет).

Точный теоретический подсчет утечек затруднителен. Поэтому объемный КПД может быть определен в результате экспериментального исследования.

С увеличением фактора нагрузки гидравлический КПД более сильно меняется при больших значениях параметра регулирования; объемный КПД — при малых значениях параметра регулирования. Изменение полного КПД в зависимости от нагрузки показано на рис. 10, а.

В качестве примера на рис. 10, б представлено изменение полного КПД от изменения частоты вращения для реальной гидропередачи объемного типа, разновидностью которой является гидростартер.

В настоящее время достигнутый уровень механического КПД плунжерного гидромотора или насоса с давлением 10–30 МПа составляет 0,9–0,96; объемный КПД — 0,96–0,98. Полный КПД системы составляет 0,8–0,85, а в отдельных случаях 0,9–0,92. На рис. 11 приведена также зависимость соотношения КПД различных систем передачи энергии от нагрузки. Из рассмотрения этих графиков следует, что гидравлическая система обладает наибольшими КПД из всех этих систем (воздушной, переменного тока и гидравлической).

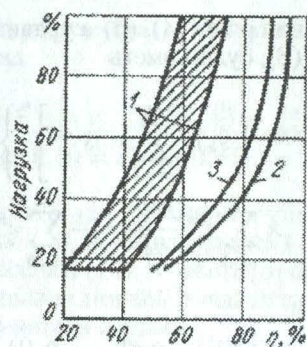


Рис. 11. Зависимость КПД от нагрузки для различных систем передачи энергии: 1 — воздушной; 2 — гидравлической; 3 — системы переменного тока

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Интерес, который проявляется к использованию гидростартеров для запуска ГТД, в известной мере объясняется дальнейшим совершенствованием элементов гидропривода и, в частности, систем объемного гидропривода, примеры использования и область применения которых были описаны выше.

Таким образом, применение гидрообъемных машин для запуска может позволить:

- получить высокий КПД всей системы (до 0,8–0,9);
- использовать обратимость объемной гидромашин и применять гидростартер после запуска как гидронасос для самолетных нужд, что снизит массу вспомогательных систем на борту;
- обеспечить близкое соответствие характеристик гидростартера и двигателя в процессе запуска;
- упростить компоновочные проблемы, связанные с необходимостью подвода к стартеру и отвода от него газа или воздуха с помощью трубопроводов значительного диаметра;

УДК 517.958.532.5

Т. А. ФАЙЗУЛИН

ПРИБЛИЖЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ НЕЛИНЕЙНОЙ ЗАДАЧИ НЕРАВНОВЕСНОЙ ДВУХФАЗНОЙ ФИЛЬТРАЦИИ

Предлагается схема нахождения водонасыщенности в случае произвольного вида функции Баклея–Левретта. Искомая функция водонасыщенности есть сумма функционального ряда, коэффициенты которого суть решения цепочки краевых задач для линейных гиперболических уравнений. Построены явные формулы для членов этого функционального ряда и получено асимптотическое представление решения нелинейной задачи при малых временах релаксации. *Неравновесная фильтрация; газированная жидкость; относительные фазовые проницаемости*

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Неравновесные эффекты сильно искажают модель Маскета–Левретта — равновесной фильтрации неоднородной жидкости в пористой среде. Равновесное распределение фаз в макроэлементе пористой среды может устанавливаться довольно долго, поэтому истинные гидродинамические проводимости будут весьма далеки от равновесных.

В работе [1] была предложена схема, которая сводилась к тому, что относительные фа-

• применить более гибкую компоновку, что в ряде случаев позволяет отказаться от редуктора, способствует снижению массы пусковой системы и повышает ее надежность.

Накопленный опыт применения гидравлических пусковых систем подтверждает их преимущества, состоящие в общем высоком КПД, относительно низкой удельной массе, возможности согласования требуемого изменения подводимой к ротору запускаемого двигателя мощности, низкой стоимости технического обслуживания и обеспечения возможности быстрого повторного запуска.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кац Б. М., Жаров Э. С., Винокуров В. К. Пусковые системы авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 220 с.
2. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / Под ред. С. М. Шляхтенко. М.: Машиностроение, 1987. 568 с.
3. Бабаев О. М., Кисточкин Е. С. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. 256 с.

ОБ АВТОРЕ



Лысенко Надежда Владимировна, асп. каф. прикладн. гидромеханики. Дипл. магистр техн. и технол. по энергомашиностроению (УГАТУ, 2002). Готовит дис. по гидравлич. машинам, гидропневмоагрегатам ГТД.

зовые проницаемости $f_i(s)$ и функция Баклея–Левретта $F(s)$ в неравновесном потоке остаются теми же, что и в равновесном, но зависят не от истинной водонасыщенности s , а от фиктивной водонасыщенности \tilde{s} , для которой в [2] было предложено кинетическое уравнение, связывающее её с истинной:

$$\tilde{s} = s + \tau \frac{\partial s}{\partial \theta}, \quad (1)$$