УДК 62-82:621.91.06

В.Н. Тихенко, д-р техн. наук, доц.,
А.А. Волков, инженер,
Одес. нац. политехн. ун-т.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ ПОДАЧИ СТОЛА ОТДЕЛОЧНО-РАСТОЧНЫХ СТАНКОВ

В.М. Тіхенко, О.А. Волков. **Дослідження стабільності руху гідроприводів подачі обробно-розточувальних верстатів.** На основі проведених досліджень визначені умови, які дозволяють підвищити стабільність руху подачі столу обробно-розточувальних верстатів.

Ключові слова: стабільність швидкості, гідравлічний привод, виток рідини, обробно-розточувальний верстат.

В.Н. Тихенко, А.А. Волков. **Исследование стабильности движения гидроприводов подачи стола отделочно-расточных станков.** На основе проведенных исследований определены условия, позволяющие повысить стабильность движения подачи стола отделочно-расточных станков.

Ключевые слова: стабильность скорости, гидравлический привод, утечка жидкости, отделочно-расточной станок.

V.N. Tikhenko, A.A. Volkov. **Investigation of motion stability of table feed hydraulic drives in fine-boring machine-tools.** Based on experimental research being realized there were determined conditions of improving motion stability of the table feed of fine-boring machine-tools.

Keywords: speed hold, hydraulic drive, fluid leakage, fine-boring machine-tool.

Отделочно-расточные станки позволяют осуществлять с высокой точностью растачивание сквозных и глухих отверстий, обтачивание наружных цилиндрических, конических и сферических поверхностей, подрезание торцовых наружных и внутренних поверхностей, обработку фасок, галтелей, канавок и т.д. Типовые цикловые движения традиционно реализуют при помощи гидравлических приводов: зажим заготовок в приспособлениях, быстрый подвод и отвод, рабочие перемещения (подачи), подрезка торцов и проточка канавок, безрисочный отвод резцов от обработанной поверхности [1].

От надежности и стабильности работы гидропривода во многом зависит производительность, точность и качество обработки на отделочно-расточных станках. Стабилизация скорости движения независимо от величины внешней нагрузки и других случайных факторов, имеет особое значение при весьма малых подачах рабочего органа станка, поскольку в этих случаях величина нестабильности подачи сравнима с абсолютными перемещениями.

В общем случае при конструировании гидроприводов металлорежущих станков необходимо обеспечивать стабильность подачи в пределах ± 5% от установленного значения независимо от величины и направления сил резания [2]. В связи с этим проблема обеспечения стабильности движения рабочего органа при тонком растачивании отверстий с малыми подачами является актуальной.

В процессе длительной обработки рабочая жидкость нагревается в результате механических и гидравлических потерь в насосе и гидросистеме. С возрастанием температуры снижается вязкость и повышаются утечки рабочей жидкости в узлах гидропривода и ее расход через дросселирующие элементы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований показывают, что в зависимости от схемы и конструкции узлов гидропривода, точности изготовления золотниковых пар гидравлических аппаратов, герметичности и температурной характери-

© В.Н. Тихенко, А.А. Волков, 2011

ISSN 2076-2429 (print)
ISSN 2223-3814 (on line)

стики дросселей скорость перемещения рабочего органа при работе под нагрузкой может дополнительно снижаться или повышаться.

На графике (рис. 1) в плоскости координат st^o (s – скорость рабочей подачи и t^o – температура рабочей жидкости) показано увеличение значений s при возрастании температуры и при нагрузке на рабочий орган F=0 (кривая 2). В плоскости координат sF кривая 3 показывает уменьшение значений s при возрастании F и t^o= const. Возможные в процессе длительной работы значения s находятся на поверхности, ограниченной кривыми 1, 2, 3 и 4.

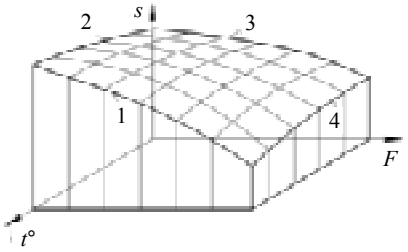

Рис. 1. Зависимость величины подачи рабочего органа от нагрузки и температуры рабочей жидкости

При наладке отделочно-расточных станков настройка скорости рабочей подачи выполняется при движении рабочего органа без резания.

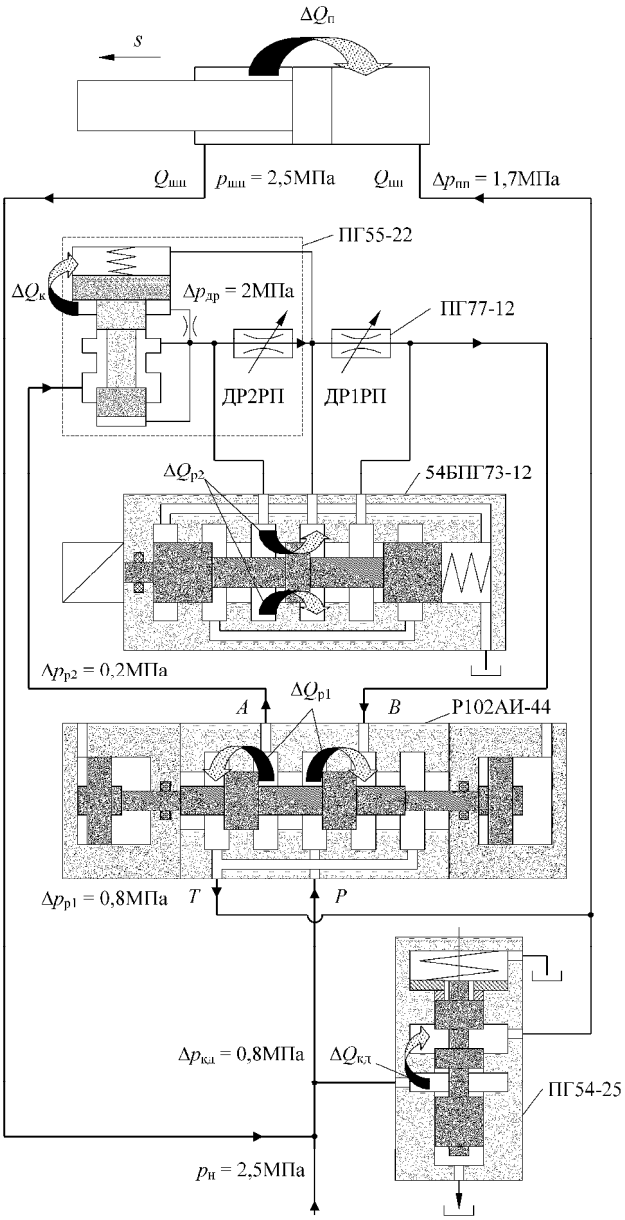

Рис. 2. Упрощенная гидравлическая схема привода подачи стола

При растачивании длинных отверстий скорость рабочей подачи снижается в результате увеличения утечек жидкости через уплотнения поршня гидроцилиндра и кольцевые щели гидравлических аппаратов.

Упрощенная гидравлическая схема привода стола отделочно-расточного станка содержит клапан давления ПГ54-25, реверсивный распределитель Р102АИ-44 с гидравлическим управлением, распределитель 54БПГ73-12 с электрическим управлением, регулятор расхода ПГ55-22, дроссель ПГ77-12 и гидроцилиндр с односторонним штоком (рис. 2). Для реализации двух рабочих подач используются дроссели ДР1РП и ДР2РП (последний входит в состав регулятора расхода ПГ55-22).

Фактический поток рабочей жидкости $Q_{пп}$, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра и определяющий реальную скорость рабочей подачи при выдвижении штока, может быть найден из уравнения баланса расходов

$$Q_{пп} = Q_д + \Delta Q_п + \Delta Q_к + \Delta Q_{р1} + \Delta Q_{р2} + \Delta Q_{кл},$$

где $Q_д$ — номинальный расход жидкости через дросселирующую щель регулятора расхода;

$\Delta Q_п$ — перетечки жидкости через уплотнения поршня из штоковой полости в поршневую;

$\Delta Q_к$ — утечки жидкости через кольцевой зазор грибка редукционного клапана регулятора расхода;

$\Delta Q_{р2}$ — утечки через зазоры в перекрытиях распределителя, переключающего дроссели первой и второй рабочей подачи;

$\Delta Q_{р1}$ — утечки через зазоры в перекрытиях реверсивного распределителя;

$\Delta Q_{кл}$ — утечки через зазор в перекрытии гидроклапана, при помощи которого происходит переключение с быстрого подвода на рабочую подачу.

На практике возникает необходимость оценки влияния утечек отдельных аппаратов в общем балансе. Для этого получены значения реальных утечек для аппаратов ΔQ, которые найдены с учетом действительного перепада давлений Δp как

$$\Delta Q = \Delta Q_{ном} \frac{\Delta p}{p_{ном}},$$

где $\Delta p_{ном}$ и $\Delta Q_{ном}$ — номинальный перепад давления и расход жидкости через аппарат (из паспортных данных), соответственно.

Как показали результаты расчетов, величины утечек в процентном отношении распределялись следующим образом: гидроцилиндр – 4,7; регулятор расхода – 9,4; распределитель, переключающий дроссели первой и второй рабочей подачи – 5,7; реверсивный распределитель – 18,9; гидроклапан 61,3. Таким образом, наибольшие утечки имеют гидроклапан и реверсивный распределитель.

Для проверки полученных значений можно воспользоваться выражениями для определения утечек через узкие каналы и щели. Если зазор имеет форму кольцевой тонкой щели, то величина утечки рабочей жидкости при ламинарном течении можно определить из выражения [3]

$$\Delta Q = \frac{\pi d \Delta p \delta^3}{12 \mu l}, \tag{1}$$

где d — номинальный диаметр золотника;

Δp — перепад давления через щель;

δ — диаметральный зазор между золотником и расточкой корпуса;

μ — динамическая вязкость рабочей жидкости;

l — длина перекрытия золотника.

При эксцентричном расположении золотников в цилиндрических расточках корпуса выражение (1) принимает вид

$$\Delta Q = \frac{\pi d \Delta p \delta^3}{12 \mu l}(1 + 1{,}5\varepsilon^2), \tag{2}$$

где ε — относительный эксцентриситет щели, который равен отношению абсолютной величины эксцентриситета e к величине δ ($\varepsilon = e/\delta$).

При максимальном относительном эксцентриситете $\varepsilon=1$ ($e=\delta$) утечки рабочей жидкости увеличиваются по сравнению с концентричной щелью в 2,5 раза, поэтому выражение (2) запишется как

$$\Delta Q = 2{,}5 \frac{\pi d \Delta p \delta^3}{12 \mu l}.$$

Так как в реальных гидравлических аппаратах величину эксцентричности практически определить невозможно, расход рабочей жидкости через щель будет иметь случайный характер и находиться в пределах значений величины щели, которая имеет место при концентрическом расположении золотников и получаемой при максимальном эксцентриситете осей золотника и втулки [4].

Экспериментально установлено, что расход даже самой тщательно очищенной жидкости через щели, зазоры и отверстия малых размеров не подчиняется классическим законам гидродинамики и не может быть точно подсчитан по формуле (1), поскольку он уменьшается с течением времени. Это явление получило название облитерация. Интенсивность снижения расхода зависит от геометрической формы и линейных размеров щелей и отверстий, перепада давлений на них, перекоса рабочих поверхностей вследствие действия гидравлических сил, типа рабочей жидкости, ее чистоты, температуры и материала стенок деталей элементов гидросистемы.

ISSN 2076-2429 (print)
ISSN 2223-3814 (on line)

Экспериментальные исследования серийных регуляторов расхода ПГ55-2 показали, что случайные изменения расхода находятся в пределах ± 10% [4]. Кроме облитерации одной из причин нестабильности работы является влияние переменных сил трения в подвижных соединениях регулятора.

Для количественной оценки нестабильности скорости подачи Δs используют выражение

$$\Delta s = \frac{s - s_0}{s_0} 100\,\%,$$

где s_0 — первоначально установленная подача;

s — текущее значение скорости подачи.

Исследования показали, что нестабильность минимальной подачи при изменении нагрузки на рабочий орган (силы трения) в пределах ±15 Н не превышала значений ±3 %. Изменение температуры рабочей жидкости от 25 до 40° приводило к увеличению минимальной подачи на 12 %. Уменьшение крутизны “падающей” скоростной характеристики трения направляющих скольжения может снизить изменения сил трения, а переход к гидростатическим направляющим позволит стабилизировать силу трения.

Использование в гидросистеме регулируемых пластинчатых насосов и современных конструкций теплообменников дает возможность поддерживать стабильный тепловой баланс в гидросистеме (“холодная” гидравлика). Перед сборкой станка следует проводить гидравлические испытания аппаратов общемашиностроительного применения, входящих в гидросхему, с целью отбора экземпляров с минимальным уровнем утечек [5].

Расход жидкости, связанный с наличием утечек в гидросистеме, характеризуется коэффициентом утечек r. Величина расхода через зазоры в виде кольцевой щели между золотником и расточкой корпуса может быть определена из выражения

$$Q = r\,(p - p_1),$$

где p и p_1 — величины давления, соответственно, до и после кольцевой щели гидроаппарата.

Среднее значение коэффициента утечек вычисляется на основании экспериментальных исследований [4]

$$r = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} r_i = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{p_i} Q_i\,,$$

где Q_i — величина утечки, соответствующая разным давлениям p_i в гидросистеме.

В некоторых случаях целесообразно осуществить доработку некоторых гидроаппаратов для повышения герметичности их подвижных соединений. Например, увеличить перекрытие в клапане давления ПГ54-25 с 3 до 5 мм за счет дополнительного смещения золотника вниз при установке специальной шайбы на верхнем хвостовике под пружиной (см. рисунок 2).

Значительно снизить износ рабочих поверхностей золотников и втулок (расточек в корпусе аппарата) и тем самым уменьшить утечки возможно путем нанесения износостойких покрытий на сопрягаемые поверхности [5].

В производственных условиях при работе на загрязненной жидкости может происходить заклинивание диаметрального зазора между золотником и расточкой корпуса клапана регулятора расхода частицами загрязнений.

В этом случае редукционный клапан перестает выполнять свои функции, а регулятор расхода работает как обычный дроссель. При этом снижается стабильность подачи вследствие изменения дозируемого потока при изменении сил трения в направляющих стола, а также вследствие более интенсивного заращивания щели дросселя. Это подтверждается результатами экспериментальных исследований работы гидропривода при выдвижении штока гидроцилиндра (рис. 3), когда первоначально установленная подача 5 мм/мин непрерывно снижается и через 60 мин отклонение подачи может достигать — 28 % от установленного начального значения.

Если рабочая подача выполнялась при втягивании штока гидроцилиндра, отклонение подачи уменьшалось почти в два раза, поскольку дроссель работает при меньшем сечении щели.

При нормальной работе регулятора расхода отклонения подачи от установленного начального значения 5 мм/мин не превышали 5…7 % при циклах продолжительностью 60 мин и более. Поэтому тщательная очистка рабочей жидкости, контроль ее состояния и своевременная замена на новую являются важным условием обеспечения надежной и стабильной работы гидропривода подачи стола.

Исследования подтвердили возможность получения стабильности скорости движения в области малых подач в диапазоне 2…5 мм/мин при выполнении ряда условий сборки и функционирования гидросистем отделочно-расточных станков.

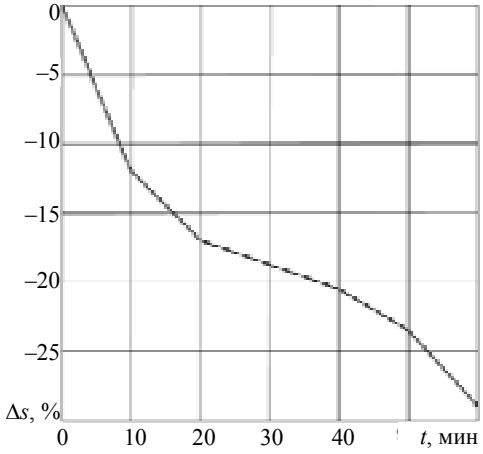

Рис. 3. Нестабильность величины подачи стола во время цикла движения

Предложенная методика расчета утечек позволяет оценить возможную нестабильность подачи во времени, а также при изменении температуры рабочей жидкости и нагрузки сил трения в гидросистеме.

Дальнейшие работы по повышению стабильности рабочей подачи должны проводиться в трех основных направлениях: улучшение герметизации узлов; отсечка и локализация утечек рабочей жидкости; проектирование схем и конструкций гидропривода, которые позволяют полностью исключить влияние переменных по величине утечек на скорость движения рабочего органа станка.

Литература

1. Линчевский, П.А. Обработка деталей на отделочно-расточных станках / П.А. Линчевский, Т.Г. Джугурян, А.А. Оргиян. — К.: Техніка, 2001. — 300 с.
2. Проектирование гидравлических систем машин / Г.М. Иванов, С.А. Ермаков, Б.Л. Коробочкин, Р.М Пасынков. — М.: Машиностроение, 1992. — 224 с.
3. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, О.О. Федорець та ін. — Житомир: ЖІТІ, 1998. — 412 с.
4. Струтинський, В.Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів: моногр. / В.Б. Струтинський, В.М. Тіхенко. — Одеса: Астропринт, 2009. — 456 с.
5. Тихенко, В.Н. Повышение надежности и долговечности подвижных элементов следящих гидроприводов машин / В.Н. Тихенко, Н.В. Чаругин, А.А. Волков // Авиацион.-косм. техника и технология. Тр. Гос. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского. — Вып. 14. — Харьков, 2000. — С. 198 — 202.

References

1. Linchevskiy, P.A. Obrabotka detaley na otdelochno-rastochnykh stankakh [Machining of Parts on Fine-Boring Machine Tools] / P.A. Linchevskiy, T.G. Dzhuguryan, A.A. Orgiyan. — Kyiv, 2001. — 300 p.
2. Proektirovanie gidravlicheskikh sistem mashin [Design of Machines' Hydraulic Systems] / G.M. Ivanov, S.A. Ermakov, B.L. Korobochkin, R.M Pasynkov. — Moscow, 1992. — 224 p.
3. Tekhnichna hidromekhanika. Hidravlika ta hidropnevmopryvod [Engineering Hydromechanics. Hydraulics and Hydropneumatic Drive] / V.O. Fedorets, M.N. Pedchenko, O.O. Fedorets etc. — Zhytomyr, 1998. — 412 p.
4. Strutynskyi, V.B. Stokhastychni protsesy u hidropryvodakh verstativ: monohr. [Stochastic Processes in Hydraulic Drives of Machine-Tools] / V.B. Strutynskyi, V.M. Tikhenko. — Odesa, 2009. — 456 p.
5. Tikhenko, V.N. Povyshenie nadezhnosti i dolgovechnosti podvizhnykh elementov sledyashchikh gidroprivodov mashin [Reliability and Durability Improvement in Movable Arms of Machines' Hydraulic

ISSN 2076-2429 (print)
ISSN 2223-3814 (on line)

Drives] / V.N. Tikhenko, N.V. Charugin, A.A. Volkov // Aviatsion.-kosm. tekhnika i tekhnologiya. Tr. Gos. aerokosm. un-ta im. N.E. Zhukovskogo. [Aerospace Engineering and Technology. Transactions of the State Aerospace Univ. named after N.E. Zhukovskiy] — Issue 14. — Khar'kov, 2000. — PP. 198 — 202.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. политехн. ун-та Гутыря С.С.

Поступила в редакцию 10 сентября 2011 г.