

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ ТОЛКАТЕЛЯ

Амелюхин А.С.

Научный руководитель – профессор Турышева Е.С.

Сибирский федеральный университет

На перемещение плунжера гидротолкателя также действуют гидродинамические силы $F_{2д}$. Для уменьшения погрешности отключения крана требуется уменьшить, скомпенсировать или вообще исключить гидродинамическую силу, величина которой зависит от формы проточной части полости гидротолкателя. Две гидродинамические силы – положительная (закрывающая) и отрицательная (открывающая) могут быть сбалансированы практически для всех расходов и перепадов давления. Эффект радиального зазора дает положительную составляющую гидродинамической силы, но ее максимальное значение обычно составляет наибольшую часть общей гидродинамической силы.

В этом случае струя рабочей жидкости через входную щель попадает в камеру под углом β_1 , отражается от поверхности золотника около точки А под углом β_2 , и возникает отрицательная гидродинамическая сила, компенсирующая осевую силу, обусловленную перепадом давлений на торцах плунжера. Результирующая гидродинамическая сила зависит от большого числа параметров и формы проточной части гидротолкателя, расчетная схема приведена на рис. 1.

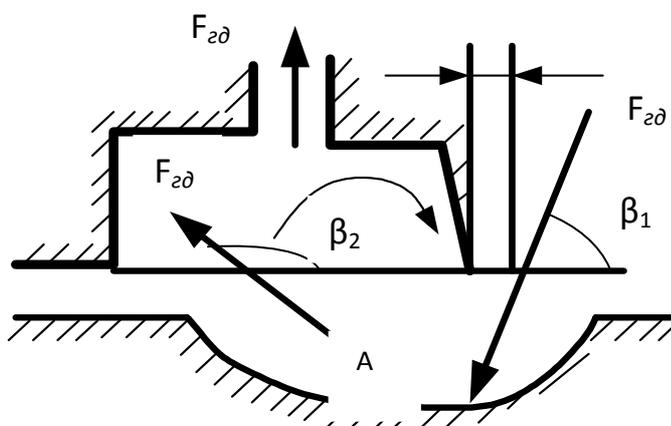


Рис.1 Конфигурация проточной части гидротолкателя

Щель в золотнике занимает только часть подводящей окружности, смещение гидротолкателя гораздо меньше длины щели, и поток рассматривается как двумерный. Когда входящий поток взаимодействует с золотником в районе точки А и отражается от него, то действительный угол выхода β_2 зависит от формы проточной части золотника.

Для минимизации гидродинамической силы оптимальных размеров профилированной части и влияния их на величину гидродинамической силы, профилирование выполнено таким образом, что проточка в гидротолкателе имеет форму архимедовой спирали (рис. 2).

Расстояние от точки контакта рабочей жидкости с плоскостью выемки, выполненной с профилем рабочей поверхности архимедовой спирали определяется по зависимости:

$$K = \frac{\rho^2}{\sqrt{a^2 + r^2}},$$

где a – постоянная архимедовой спирали, м/рад; r – текущий радиус-вектор спирали Архимеда, м.

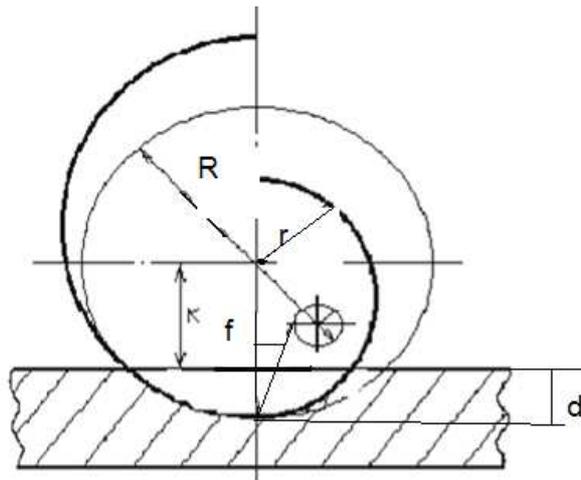


Рис.2 Расчетная схема проточки в плунжере

Угол разворота выемки с профилем рабочей поверхности по архимедовой спирали:

$$\varphi = \frac{d}{a},$$

где d – глубина выемки.

Параметр архимедовой спирали:

$$a = \rho \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол давления, рад.

Угол давления потока рабочей жидкости:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{\varphi}.$$

Длина выемки гидротолкателя с профилем рабочей поверхности по архимедовой спирали:

$$L = \frac{a}{2} \left[(\varphi_n + \varphi) \sqrt{(\varphi_n + \varphi)^2 + 1} + \operatorname{Arch}(\varphi_n + \varphi) \right],$$

где φ_n – начальный угол поворота архимедовой спирали в момент касания эксцентриком направляющей, рад.

Изменение гидродинамической силы, в зависимости от перемещения гидротолкателя (x), приведено на рис 3.

Из этого рисунка видно, что для идеального гидротолкателя гидродинамическая сила имеет линейную зависимость. Для гидротолкателя с проточкой, выполненной по архимедовой спирали, гидродинамическая сила аппроксимируется квадратичной зависимостью. Выражение гидродинамической силы имеет вид:

$$F_{z\partial} = -15,497x^2 + 6,563x + 0,094$$

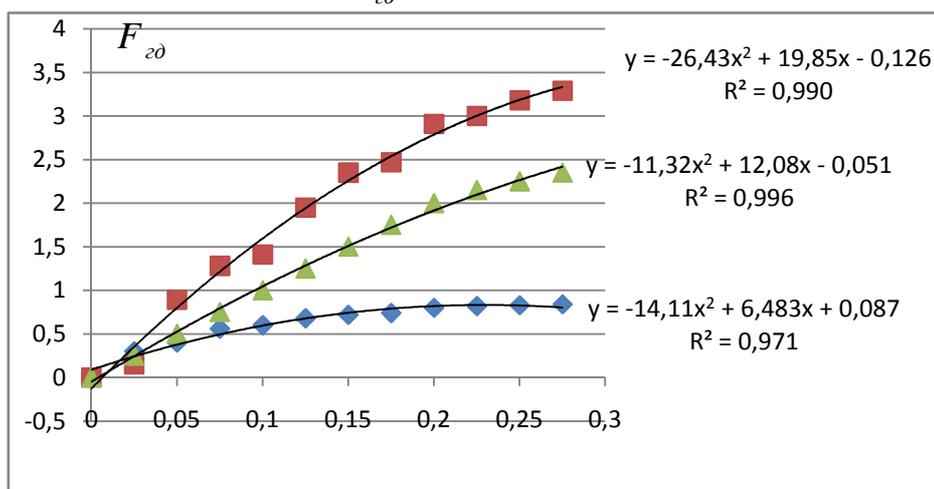


Рис. 3 Зависимость гидродинамической силы от перемещения гидротолкателя:
 1 – крутизна архимедовой спирали – 0,01 м/рад; 2 – то же, 0,055 м/рад; 3 – то же, 0,022 м/рад.

Компенсация осевой гидродинамической силы не будет полной и будет зависеть от ошибки изготовления, в частности, от величины радиального зазора δ и радиуса скругления острых кромок. Для очень малых перемещений сила положительна, переходит через максимум и уменьшается до нуля. Это расстояние прямо пропорционально неизбежной ошибке изготовления гидротолкателя. На него влияет форма проточки. Дополнительное расширение щели гидротолкателя уменьшает скорость сливного потока, что также сказывается на величине гидродинамической силы. При полном перемещении плунжера осевая сила $F_{z\partial}$ прямо пропорциональна ΔP и выполняется линейная зависимость между этими величинами:

$$F_{z\partial} = -k_{z\partial} \cdot \Delta P,$$

где $k_{z\partial}$ – константа для идеального гидротолкателя и является функцией угла давления потока рабочей жидкости (β_1).

Коэффициент $k_{z\partial}$ зависит от углов β_2 и β_1 и длины проточки гидротолкателя. По технологическим причинам более просто варьируется угол β_2 , поэтому именно он рассчитывается при проектировании. Так как $k_{z\partial}$ зависит от геометрических параметров, необходимо при изготовлении стремиться к уменьшению технологических погрешностей, чтобы можно было пользоваться формулой (2.32). Чтобы расширить зону применения гидротолкателя, снизить погрешность отключения, надо уменьшить, скомпенсировать или вообще исключить гидродинамическую силу.

Проведенные исследования показали, что изменяя конфигурацию подводящего и отводящего каналов в соответствии с рекомендациями данной работы, можно создать гидротолкатель, разгруженный от осевой гидродинамической силы, и это существенно повысит надежность работы ограничителя грузоподъемности.