

где  $z$  – количество болтов;  $d_{ц}$  – диаметр центров расположения болтов.

Для класса прочности болтов 10,9 (сталь 40Х) допускаемое напряжение на срез при знакопеременной нагрузке равно:

$$\tau_{ср} = 1300 \text{ кгс/см}^2.$$

Тогда условие прочности примет вид (при условии, что всю нагрузку воспринимает один болт)

$$\frac{8 \cdot M_{кр}}{d_{ц} \cdot \pi \cdot d^2} = \tau_{ср}.$$

Откуда, диаметр расположения крепежных болтов должен быть не менее:

$$d_{ц} = \frac{8 \cdot M_{кр}}{\tau_{ср} \cdot \pi \cdot d^2}$$

Таким образом, диаметр расположения крепежных болтов должен быть не менее 315 мм.

Если принять два крепежных болта по посадке скольжения, то наименьший диаметр расположения центров болтов должен быть не менее

$$d_{ц}/2.$$

**Список литературы:** 1. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя. "Машиностроение". М., 1979. 2. *Дмитриев В.А.* Детали машин. "Судостроение". Л. 1970.

УДК 62-874, 62-237

***КОЗИН Т. Г., ГРИГОРОВ О. В.,*** д-р техн. наук, ***ПЕТРЕНКО Н. О.,***  
канд. техн. наук

## **ЕКОНОМІЯ ЕНЕРГІЇ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОПРИВОДУ НА КРАНОВИХ МЕХАНІЗМАХ**

На даний час перед фахівцями підйомно-транспортної техніки поставлені завдання економії енергії, підвищення продуктивності вантажно-розвантажувальних операцій, поліпшення експлуатаційних характеристик, збільшення довговічності і надійності машин. Одним з рішень цих проблем в галузі ПТМ є перехід з електромеханічного привода на регульований гідростатичний.

Порівняльний аналіз, виконаний за наслідками промислових випробувань вказаних видів приводів механізмів пересування мостових кранів вантажопідйомністю 30/5, 20/5, 15/3 т, механізмів повороту порталного крана

вантажопідйомністю 10 т і стендових випробувань показує, що чим вище завантаження приводів крутним моментом, тим більший енергетичний ефект дає використання гідроприводу. Отже, при розгоні гідропривод має значно менші енергетичні витрати, ніж електромеханічний привод.

При гальмуванні в широкому діапазоні швидкостей і навантажень спостерігається рекуперация енергії в мережу приводним двигуном. Гальмування електромеханічного приводу, як відомо, здійснюється за допомогою механічних гальм або противключенням. У першому випадку приводний двигун енергію з мережи не споживає. При гальмуванні противключенням споживається значна кількість енергії з мережи. Отже, при гальмуванні гідропривод має незаперечну перевагу щодо енергетичних витрат.

Тепловий режим приводного електродвигуна гідроприводу менш напружений, що дозволяє у ряді випадків понизити встановлену потужність приводних електродвигунів. Так, для гідроприводу мостового крана вантажопідйомністю 15/3 т замість електродвигуна потужністю 11 кВт вдалося використовувати двигун потужністю 7 кВт, для гідроприводу порталного крана "Кировец" вантажопідйомністю 10 т в приводі повороту замість електродвигуна потужністю 55 кВт використаний двигун потужністю 40 кВт при однаковому часі протікання пуско-гальмівних режимів.

Найбільша перевага щодо витрат енергії виходить при встановленні регульованого гідроприводу на механізми, що працюють при великій тривалості включення в постійних перехідних режимах при широкому використанні установочних швидкостей і незначному часі у сталих режимах на номінальній швидкості. Такі режими роботи є вкрай важкими для звичайних електромеханічних приводів і легко реалізуються на регульованих гідростатичних приводах.

УДК 621.923

***КОНДРАТЕНКО О. А., ФЕСЕНКО А. В.***, канд. техн. наук, проф.,  
***ЛЮБИМЫЙ Ю. Н.***, асистент

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ КАВИТАЦИОННОЙ ПОЛОСТИ**

Исследование кавитационных процессов, происходящих в жидких средах, представляет большой научный и практический интерес. Это связано с тем, что кавитация в жидкости – достаточно частое явление, которое может играть как положительную (приготовление гетерофазных гомогенных, мелкодисперсных сред), так и отрицательную роль (разрушение гребных винтов подводных лодок). Так или иначе, кавитационные процессы изучены не достаточно полно, а значит, могут выходить из под контроля при их возникновении и