

дових испытаний ДМЦ и, соответственно, части данного исследования.

Выводы. Разработана математическая модель для описания связи между расходными характеристиками физической модели ФТЧ и полноразмерного ФТЧ в реальных условиях эксплуатации. Она базируется на расходной характеристике модуля ФЭ при постоянной температуре ТС и использует набор коэффициентов, позволяющих учесть влияние ряда эксплуатационных факторов. Приведен и обоснован физический смысл температурного коэффициента и экспериментально определены зависимости его значения от температуры ОГ на входе в ФТЧ, которая зависит от среднего эффективного давления дизеля.

Список литературы: 1. Кондратенко А.Н. Математическая модель гидравлического сопротивления фильтра твердых частиц дизеля. Часть 1: настроечный коэффициент / А.Н. Кондратенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. –Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 18 (1061). – С. 68–80. 2. Кондратенко О.М. Зниження викиду твердих частинок транспортних дизелів, що перебувають в експлуатації: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О.М. Кондратенко. – Харків, 2013. –20 с. 3. Кондратенко О.М. Стендові випробування автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 за стандартизованими циклами для визначення ефективності роботи ФТЧ / О.М. Кондратенко, О.П. Строков, С.О. Вамболь // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 11–19.

Bibliography (transliterated): 1. Kondratenko, A. N. "Matematicheskaja model' gidravlicheskogo soprotivlenija fil'tra tverdyh chastic dizelja. Chast' 1: nastroecnyj koeficient." *Visnyk NTU «KhPI»*. Ser.: *Matematychni modeljuvannja v tehnici ta tehnologijah*. No. 18 (1061). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 68–80. Print. 2. Kondratenko, O. M. *Znyzhennja vykydu tverdyh chastynek transportnyh dyzeliv, scho perebuvajut' v ekspluataciji*. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk. Kharkiv, 2013. Print. 3. Kondratenko, O. M., O. P. Stokov and S. O. Vambol'. "Stendovi vyprobuvannja avtotraktornogo dyzelja 2Ch10,5/12 za standartyzovanymy cyklamy dlja vyznachennja efektyvnosti roboty FTCh." *Visnyk NTU «KhPI»*. Ser.: *Avtomobile- ta traktorobuduвання*. No. 10 (1053). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 11–19. Print.

Поступила (received) 26.05.2014

УДК 621.224

Ю.М. КУХТЕНКОВ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПІ», Харків;
М.Ю. КУХТЕНКОВ, менеджер, КП «МІЦ», Харків;
С.О. РИЖОВ, нач. відділу, ЗАТ НВП «Нафтогазова техніка», Липці

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБЕРТОВОГО ЗРИВУ В НАСОСНОМУ РЕЖИМІ ОБОРОТНИХ ГІДРОМАШИН

Проведено експериментальні дослідження обертowego зриву в оборотних гідралічних машинах при напорах 200 м. Визначається число зон зриву і швидкість їх обертання. При зменшенні ви-

© Ю. М. Кухтенков, М. Ю. Кухтенков, С. О. Рижов, 2014

ISSN 2222-0631. Вісник НТУ «ХПІ». 2014. №18 (1061)

89

трати обертовий зрив перетворюється у помпаж. Пульсації тиску між робочим колесом і напрямним апаратом у гідромашині при обертотому зриві досягають 25 %, і при помпажі – 28 %.

Ключові слова: обертовий зрив, пульсації тиску, робоче колесо, напрямний апарат.

Вступ. Для підвищення надійності гідроенергетичного устаткування необхідно дослідження нестационарних явищ у його проточних частинах [1 – 4]. Особливе місце займає проблема низькочастотних пульсацій тиску – це помпаж у насосному і джгутові пульсації в турбінному режимах. У той же час майже не має відомостей про обертовий зрив у насосах [5] і оборотних гідромашинах [6]; у компресорах же це явище вивчене більш докладно [7, 8].

Експериментальні випробування обертотого зриву. У зв'язку із цим кафедрою гідромашин було почато експериментальне вивчення обертотого зриву у насосному режимі у модельній оборотній гідромашині ОРО230 [9] з діаметром робочого колеса 0,5 м на напори до 50 м. Ці дослідження дозволили попередньо встановити режими, при яких виникають зони зриву, їх кількість, частоту обертання, а також рівень пульсації тиску у зазорі між робочим колесом і напрямним апаратом.

Надалі з метою розширення та поглиблення інформації про обертовий зрив у насосних режимах оборотних гідромашин аналогічні дослідження проведені в проточній частині модельної гідромашини ОРО170. Досліджені також межі переходу обертотого зриву у помпажну зону шляхом виміру пульсацій тисків при різних витратах – Q для даного відкриття напрямного апарату – a_0 в модельній гідромашині ОРО230. У якості вимірювальної апаратури застосовувалися тензометричні датчики тиску, що були встановлені на нижньому та верхньому кільцях напрямного апарату, підсилювач і світлопроменевий ресструючий осцилограф або аналізатори спектра частот. Методика таких вимірів і обробки осцилограм описана в [4].

Одночасно можлива реєстрація декількох сигналів на осцилографічний папір, що дозволяє одержувати записи зрушень фаз коливальних процесів, що реєструються двома датчиками, встановленими з кутовим зсувом по колу. Такий спосіб реєстрації коливальних процесів дозволяє скористатися методикою, розглянутою в [7], додавши до прийнятих допущень ще одне – *кутові швидкості зон зриву передбачаються рівними між собою:*

$$\omega_{31} = \omega_{32} = \dots = \omega_{3n}.$$

Використовуючи аналогічний підхід, можна записати залежності для аналізу осцилограм низькочастотних пульсацій тиску при обертотому зриві:

– число зон зриву,

$$i = (2\pi \cdot \Delta T) / (\varphi \cdot T), \quad (1)$$

де ΔT – зсув фаз на осцилограмі між двома датчиками, мм (рис. 1); T – період коливального процесу на осцилограмі, мм; φ – кут між двома датчиками, у радіанах;

– кутова частота обертання зони зриву,

$$\omega_3 = (2\pi \cdot \vartheta) / (i \cdot T), \quad (2)$$

де \mathcal{G} – швидкість протягування осцилографічного паперу у світлопроменевому реєструючому осцилографі, $\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}$;
– частота обертання зони зриву,

$$f_3 = \mathcal{G} / (i \cdot T). \quad (3)$$

Залежності (1) – (3) більш зручні при використанні в якості апаратури світлопроменевих реєструючих осцилографів. У цьому випадку величини, що вимірюються на осцилограмах, безпосередньо підставляються в зазначені формули.

Аналіз результатів випробувань оберненого зриву. Параметри режимів, де присутній обертовий зрив, а також результати обробки осцилограм для ОРО230 у насосному режимі зведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри обертового зриву при випробуваннях гідромашини ОРО230

№ реж.	a_0 , мм	\bar{Q}'_l	\bar{n}'_l	$\frac{2A}{H}$, %	$f_{об}$, Гц	f , Гц	t , с	ω_3 , с ⁻¹	f_3 , Гц	K_C	K_3	K_n	Вид ко- лив. процесу
1.	40	0,5	0,915	19,64	12,37	9,04						0,73	помпаж
2.	40	0,82	0,952	18,37	12,47	9,54						0,77	помпаж
3.	40	0,838	0,97	18,90	12,47	6,86	1–3	26,2	4,17	0,55	0,34		зрив
4.	50	0,09	0,836	27,58	12,6	5,77						0,46	помпаж
5.	50	0,327	0,867	28,19	12,55	5,94						0,47	помпаж
6.	50	0,7	0,92	18,89	12,52	7,76						0,62	помпаж
7.	50	0,723	0,925	24,3	12,52	7,15	1–2	38,2	6,06	0,57	0,49		зрив
8.	50	0,777	0,937	22,5	12,5	7,9	1–2	39,2	6,24	0,63	0,5		зрив

При $a_0 = 40$ мм та $\bar{Q}'_l = 0,838$ зареєстрована зміна числа зон зриву на одному режимі від однієї і до трьох, їх співвідношення було 5:2:1. При $a_0 = 50$ мм на двох режимах також виявлена наявність зон обертового зриву. Їхня кількість змінювалася від однієї до двох: на режимі $\bar{Q}'_l = 0,723$ співвідношення склало 9:4, а на режимі $\bar{Q}'_l = 0,777$ – 7:2. Наявність на одному режимі поперемінно однієї або декількох зон зриву пояснюється нестабільністю плин [7, 8]. Кількість зривів визначалася для ряду ділянок осцилограм даного режиму роботи гідромашини по (1) шляхом виміру відповідних періодів і зсуву фаз.

У табл. 1 прийняті позначення: a_0 – відкриття лопаток напрямного апарату, мм; $\bar{Q}'_l = Q'_l / Q'_{l \text{ опт.}}$ – відносна приведена витрата; $\bar{n}'_l = n'_l / n'_{l \text{ опт.}}$ – відносні приведені оберти, f – частота пульсації тиску у зазорі між робочим колесом та напрямним апаратом, с⁻¹; $2A/H$, % – величина розмаху пульсацій тиску; $f_{об}$ – оборотна частота (частота обертання робочого колеса), с⁻¹; $K_C = f / f_{об}$ – коефіцієнт, що характеризує частоту пульсації тиску при обертовому зриві; $K_3 = f_3 / f_{об}$ – коефіцієнт, що характеризує частоту обертан-

ня зон обертового зриву; $K_n = f/f_{\text{ОБ}}$ – коефіцієнт, що характеризує частоту пульсацій тиску при помпажі.

Частота пульсації тиску при обертовому зриві частота f значно нижче оборотної та залежить від числа зон зриву i на даному режимі, а частоти обертання зон – f_3 . Тому що число зон зриву для даного режиму хитливо та коливається в певному діапазоні. Наведені в табл. 1 і табл. 2 значення f , ω_3 і f_3 є середніми для даного режиму.

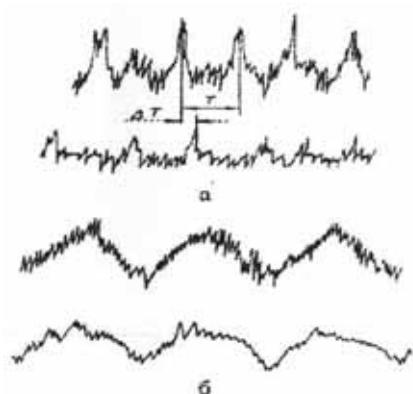


Рис. 1 – Осцилограма пульсацій тиску при обертовому зриві в схемі установки датчиків тиску: а – ілюстрація зсуву фаз; б – розташування датчиків тиску ($\varphi = 20^\circ$).

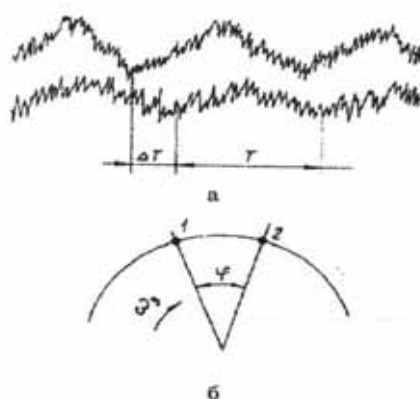


Рис. 2 – Осцилограма пульсації тиску у зазорі робоче колесо – напрямний апарат: а – при обертовому зриві – режим №7; б – при помпажі – режим № 6.

Як було зазначено вище, з метою більш докладного вивчення діапазону режимів роботи ОРО230, на яких був присутнім обертовий зрив, експерименти проводилися при зменшенні витрати до входу в помпажну зону. У цьому випадку датчики тиску, що були встановлені в різних місцях проточної частини, реєстрували, як відомо, *синфазні коливання*. Це дозволяє по виду осцилограм відрізнити помпажні явища від обертового зриву. На рис. 2 наведені осцилограми двох датчиків, зазначених на рис.1, для обертового зриву – режим випробувань №7, і помпажу – режим випробувань № 6, для ОРО230.

З табл. 1 випливає, що при однакових a_0 зі зменшенням витрати \bar{Q}'_l спочатку виникає обертовий зрив, а потім він переходить у помпаж. Це узгоджується з такою ж закономірністю в компресорах [7]. Слід зазначити, що рівні пульсації тиску при обертовому зриві і помпажі високі, й тому їх треба враховувати при розрахунках елементів проточної частини, особливо лопатей і лопаток напрямного апарату, на динамічну міцність.

З метою розширення інформації про обертовий зрив аналогічні дослідження були проведені в оборотній гідромашині ОРО170. Результати наве-

дено у табл. 2.

З табл. 1 і 2 випливає, що максимальні рівні пульсації тиску модельних оборотних гідромашин ОРО230 і ОРО170, що виміряні у міжколісних зазорах «робоче колесо-напрямний апарат», приблизно однакові та становлять при максимальних відкриттях прямого апарату $2A/H$, % = 24 – 25%.

Таблиця 2 – Параметри обортового зриву при випробуваннях гідромашини ОРО170

Параметри	Відкриття напрямний апарат – a_0 , мм			
	10	20	40	60
\bar{Q}'_I	0,52	0,356	0,69	0,698
\bar{p}_I	0,958	0,94	0,99	0,97
f_{OB} , Гц	12,5	12,5	12,5	12,5
f , Гц	3,5	6,2	12	15
$2A/H$, %	22	18	18	25
i	3	3–4	4	4
ω_3 , рад·с ⁻¹	8,3	10,8	21	24
f_3 , Гц	1,32	1,7	3,3	3,9
K_C	0,28	0,495	1,2	1,2
K_3	0,105	0,136	0,264	0,311

Спостерігається також подібна закономірність збільшення частоти обертання зони обортового зриву зі збільшенням a_0 . Так, у ОРО230 K_3 змінюється від 0,34 до 0,5 при зміні a_0 від 40 до 50 мм, а у ОРО170 відповідно від 0,105 до 0,311 при зміні a_0 від 10 до 50 мм. Деяка кількісна відмінність пояснюється, мабуть, відмінністю лопатевих систем.

Висновки. З результатів випробувань витікає наступне. Підтверджено, встановлене нами раніше, що при випробуваннях є наявність обортових зривів у насосному режимі оборотних у РО гідромашинах при напорах порядку 200 метрів і витратах, що менші за оптимальні.

Отримані значення числа зон обортового зриву, швидкості їх обертання при різних режимах на підставі обробки осцилограм пульсацій тисків. Так, число зон зриву коливається в діапазоні 1 – 4, а коефіцієнт зони зриву K_3 , що характеризує частоту обертання зони зриву, збільшується від менших a_0 до більших і перебуває в межах 0,1 – 0,5 залежно від режиму роботи та особливостей лопатевих систем.

При зменшенні витрати обортовий зрив переходить у помпаж.

Пульсації тиску, відповідні до обортового зриву і помпажу, досягають найбільших рівнів у зоні між робочим колесом і напрямним апаратом відповідно до 25 % і 28 %. Тому ці низькочастотні нестационарні явища необхідно враховувати при розрахунках і проектуванні оборотних гідромашин.

Список літератури: 1. Владиславлев Л.А. Вибрация гидроагрегатов ГЭС.— М., 1972. — 175 с. 2. Гряно Л.П., Зубарев Н.И., Умов В.А. Обратимые гидромашинны. — Л., 1981. — 288 с. 3. Фукумаса К., Инауэ С., Мадагути Х. Исследование высоконапорного и высокопроизводительного радиально-аксиального турбонасоса. — Пер. с яп. — Мицубиси Дзюхо Тихо, — 1973. — т.10, №1.— С. 31 — 40. 4. Завьялов П.С., Гришин А.М. Некоторые результаты исследования пульсаций давлений в обратимой гидромашине — Вестник ХПИ: Гидравл. машины. — 1983. — Вып. 17. — С. 30 — 34. 5. Дейли Д.У. Взаимосвязь кавитации насосов большой мощности с вибрацией и разрушениями. 8 симпозиум МАГИ. Секция по гидромашинам, оборудованию и кавитации. — Ленинград. 6 — 9 сентября 1976. — С. 109 — 133. 6. Гряно Л.П., Папира А.Н. Лопастные насосы. — Л., — 1975. — 430 с. 7. Ершов В.Н. Неустойчивые режимы турбомашин. — М., 1966. — 179 с. 8. Rookett J.A. Modulation phenomena in stall propagation / J.A. Rookett. — "Tr. ASME", D.81, 1959. — №3. 9. Завьялов П.С., Рыжов С.А. Низкочастотные пульсации давления в насосном режиме обратимых гидромашин / П.С. Завьялов, С.А. Рыжов. — Вестник ХПИ: Гидравл. машины, — 1992. — Вып. 26. — С. 85 — 90.

Bibliography (transliterated): 1. Vladislavlev, L. A. *Vibracija gidroagregatov GJeS*. Moscow, 1972. Print. 2. Grjanko, L. P., N. I. Zubarev and V. A. Umov. *Obratimye gidromashiny*. Lviv, 1981. Print. 3. Fukumasa, K., S. Inauje and X. Madaguti. "Issledovanie vysokonapornogo i vysokoproizvoditel'nogo radial'no-aksial'nogo turbonasosa." *Per. s jap. Micubisi Dzuho Tiho*, Vol. 10. No. 1. 1973. 31–40. Print. 4. Zav'jalov, P. S., and A. M. Grishin. "Nekotorye rezul'taty issledovanija pul'sacij davlenij v obratimoj gidromashine." *Vestnik KhPI. Ser.: Gidravl. mashiny*. No. 17. 1983. 30–34. Print. 5. Dejli, D. U. "Vzaimosvjaz' kavitacii nasosov bol'shoj moshhnosti s vibraciej i razrushenijami." 8 *simpozium MAGI. Sekcija po gid-romashinam, oborudovaniju i kavitacii*. Leningrad, 1976. 109–133. Print. 6. Grjanko, L. P., and A. N. Papira. *Lopastnye nasosy*. Lviv, 1975. Print. 7. Ershov, V. N. *Neustojchivye rezhimy turbomashin*. Moscow, 1966. Print. 8. Rookett, J. A. "Modulation phenomena in stall propagation." *Tr. ASME*. No. 3. D.81, 1959. Print. 9. Zav'jalov, P. S., and S. A. Ryzhov. "Nizkochastotnye pul'sacii davlenija v nasosnom rezhime obratimyh gidroma-shin." *Vestnik KhPI. Ser.: Gidravl. Mashiny*. No. 26. 1992. 85–90. Print.

Надійшла (received) 27.05.2014

УДК 630*377.4:531.8

О.С. МАЧУГА, канд. фіз.-мат. наук, доц., НЛТУ України, Львів

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ РОБОТИ НА ТЕРИТОРІЯХ З УХИЛОМ. ЧАСТИНА 2. РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАДАЧ

Запропоновано методику інженерних розрахунків робочих характеристик лісозаготівельних машин — харвестерів: потужності двигуна та опорних реакцій. Методика базується на використанні рівнянь попередньо розробленої математичної моделі руху механізму площиною з ухилом, поєднаного із виконанням технологічних операцій. Розглянуто тестові приклади розрахунку, результати яких важливі для вибору відповідної до умов експлуатації техніки та коригування технологічних операцій лісозаготівлі для раніше придбаних механізмів.

Ключові слова: інженерні розрахунки, лісозаготівельна машина, потужність двигуна, опорні реакції, вибір техніки, коригування операцій лісозаготівлі.

© О. С. Мачуга, 2014