

Організація ТО і ремонтів пожежних автомобілів за технічним станом мала би здійснюватися централізовано, здебільшого у пожежних частинах. Лише капітальний ремонт автомобілів та їх агрегатів повинен виконуватися на стаціонарній базі загонів технічної служби. Ремонт автомобілів у загонах технічною службою має відбуватися агрегатним методом [5].

Виконання ТО і ремонтів пожежних автомобілів за технічним станом вимагає модернізації обслуговуючо-ремонтної бази. Її складовими мають бути: пересувні діагностичні установки; пересувні реммайстерні; стаціонарні пости ТО і ремонтів у пожежних частинах, стаціонарні реммайстерні загонів технічної служби; ремонтно-технологічне обладнання; резервні агрегати, вузли та запасні частини, що зберігаються на складах загонів технічної служби. Ця база, а також виконавці діагностики та обслуговуючо-ремонтних втручань є складовими технологічної структури системи ТО і ремонту. Для пожежної системи адміністративної області ця структура є оптимізованою [7]. Критерієм оптимізації, на наш погляд, має бути вартісна оцінка витрат на виконання ТО і ремонтів для заданого рівня надійності (коефіцієнта технічної готовності парку пожежних автомобілів). З цією метою, насамперед, обґрунтовується технологічна доцільність кожної окремої складової технологічної структури, оптимізується їх кількість на підставі моделювання технологічного обслуговуючо-ремонтного процесу.

Таким чином, виконання ТО і ремонтів пожежних автомобілів за технічним станом уможливорює зниження витрат у цій сфері. Організація їх характеризується суттєвими відмінностями від чинної. Загальні принципи створення функціональної структури для виконання ТО і ремонтів за станом мають базуватися на моделюванні технологічних обслуговуючо-ремонтних процесів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Доманський В.А. Про стан та проблеми забезпечення пожежної безпеки в Україні// Бюлетень пожежної безпеки. – 2000. – №3. – С. 3-5.
2. Смирнов Н.Н., Ицкович А.А. Обслуживание и ремонт авиационной техники по состоянию.-М.: Транспорт, 1987.-272 с.
3. Тихомиров А. Эксплуатация авиационной техники по состоянию// Авиация и космонавтика.-1982.-№2.-с.36-37.
4. Барзилович Е.Ю. Модели технического обслуживания сложных систем.-М.: Высшая школа, 1982.-231.
5. Настанови з технічної служби пожежної охорони МВС України: Додаток до наказу №717 від 23.10.1997р. К.: -1997.-180 с.
6. Техническая эксплуатация автомобилей. Под ред. Г.В. Крамаренко.-2-е изд., перераб. и доп.-М.: Транспорт, 1983.-488 с.
7. Сидорчук О.В., Сенчук С.Р., Кухарук О.В. Наукові основи інженерного менеджменту технічного сервісу рільництва.-Львів: Львів. ДАУ, 2001.-172 с.

УДК 614.84

Є. В. Харченко, д-р техн. наук, І. В. Дворянин

ПРИЧИНИ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РОТОРНОГО НАСОСА ТИПУ РУТС

В статті розглянуто проблеми виникнення динамічних навантажень на елементи привода насоса типу Рутс в залежності від тиску та конструктивних особливостей елементів машини. Приведені рекомендації для конструювання насосів та елементів привода.

Серед традиційних причин динамічних навантажень, які присутні в механізмах даного класу, у роторних насосів типу Рутс існують специфічні, властиві тільки їм, чинники, що призводять до періодичних коливань тиску на вході та виході насоса. Амплітуди цих коливань (рис.1,а) в деяких випадках набувають значень, при яких функціонування привода значно ускладнюється, а то й унеможлиблюється.

Крім того, зростають циклічні навантаження на валах та зубцях зубчастої передачі, а пульсації тиску в рукавах насоса негативно впливають на ресурс їх експлуатації. На рис.1,б представлено фрагмент імпульсу тиску.

Тому дослідження причин виникнення динамічних навантажень та їх зменшення або цілковите усунення є актуальною задачею при проектуванні машин даного класу.

На рис. 2, а представлено функціональну схему дволопатевого насоса та позначено об'ємні втрати рідини з порожнини нагнітання у порожнину всмоктування через профільний зазор між роторами (Q втр.3) та радіальні зазори між роторами та корпусом (Q втр.1 та Q втр.2). Об'ємні втрати рідини через торцеві зазори в даному випадку не розглядаються оскільки вони, як показали проведені дослідження, не впливають на формування процесу коливання тиску.

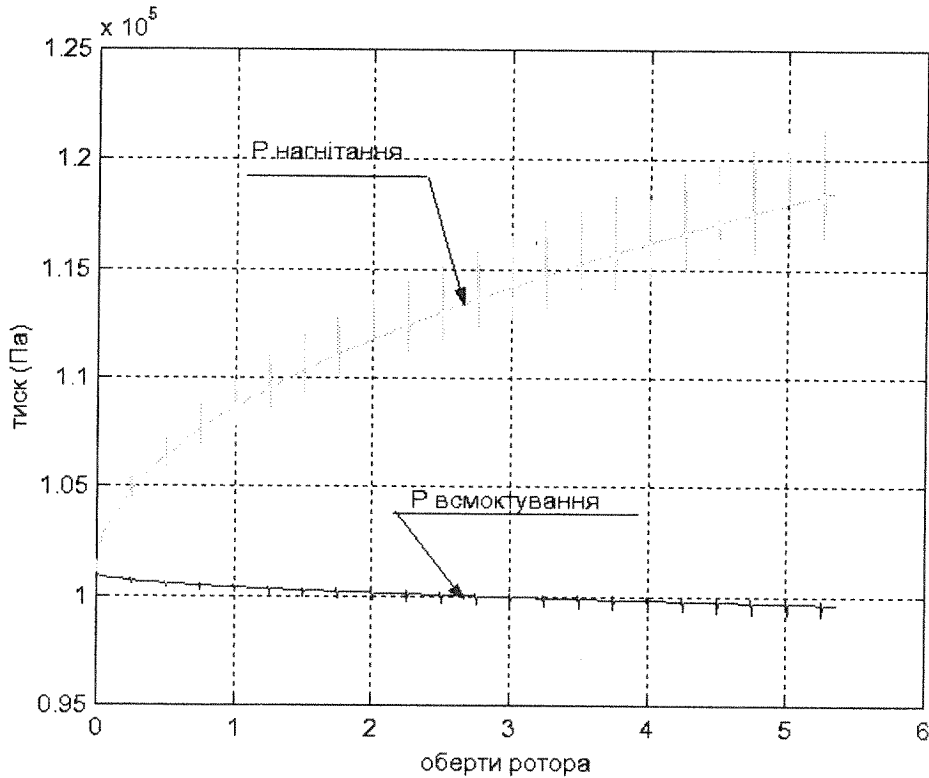


Рис.1,а. Залежність тиску дволопатевого насоса від обертів ротора

Як відомо [2], втрати тиску в зазорах визначаються за формулою:

$$\Delta p = \lambda \rho \frac{L v^2}{B}; \quad (\text{Па}) \quad (1)$$

де : L – середня глибина зазорів (м); B – геометричний параметр:

$$B = \frac{4ab}{a+b}; \quad (\text{м})$$

де : a=l/2; b=δ/2 – половина довжини та ширини зазору; v – швидкість руху рідини (м/с).

Коефіцієнт опору для зазорів

$$\lambda = 1.5 \frac{64}{Re}$$

де Re – число Рейнольдса, безрозмірний параметр що характеризує режим протікання рідини.
Для профільного та торцевих зазорів критичне значення $Re \approx 400$

$$Re = \frac{2Q_0}{(l + \delta)\nu}$$

де l, δ – довжина та ширина зазору (м).

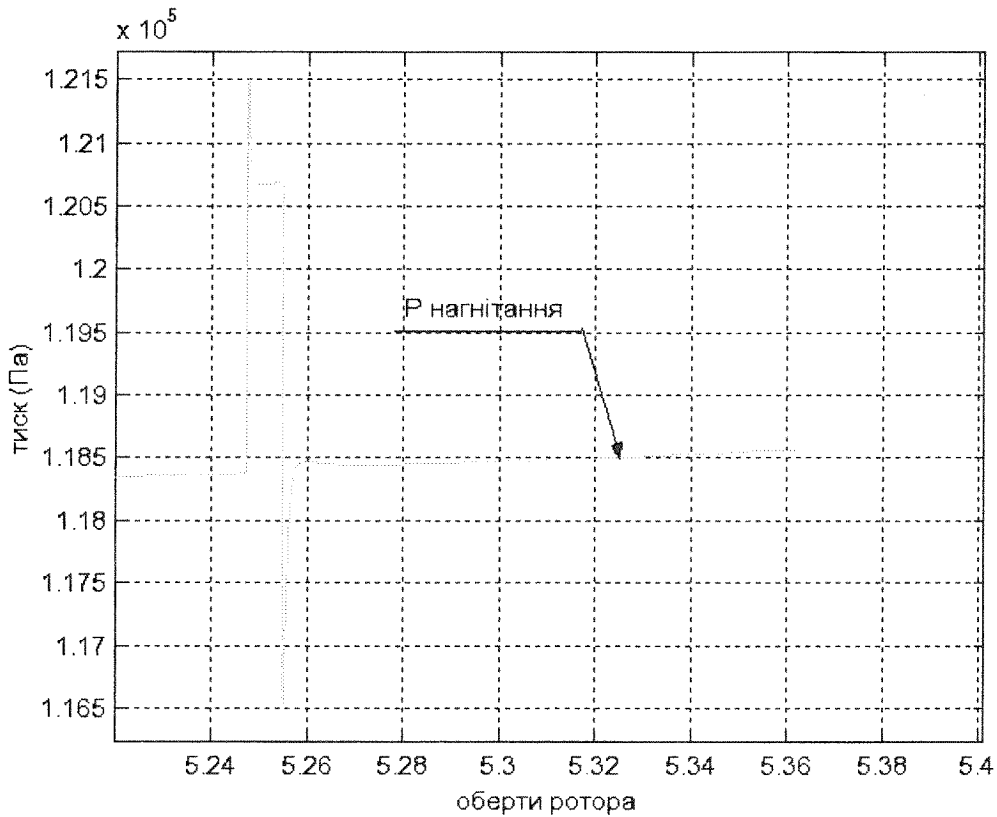


Рис.1,б. Залежність тиску дволопатевого насоса від обертів ротора (виділено один імпульс)

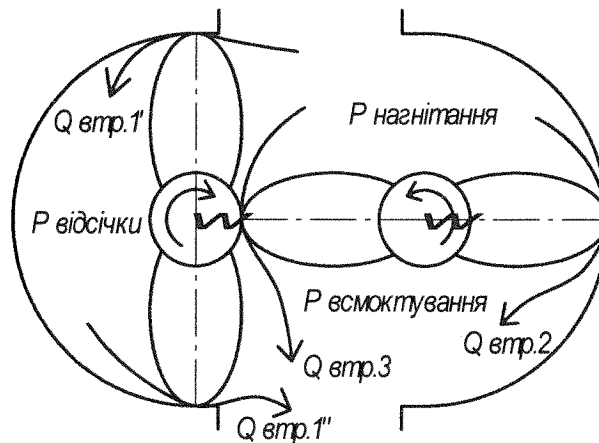


Рис. 2, а. Функціональна схема дволопатевого насоса (момент існування трьох порожнин)

Знаючи параметри що характеризують зазори та перепад тиску між порожнинами які розділяють ці зазори, із формули (1) можна визначити швидкість руху рідини, а отже і її об'ємні втрати.

Аналіз ситуації представленої на рис. 2,а вказує на те, що при однакових параметрах зазорів об'ємні втрати рідини $Q_{\text{втр.2}}$ та $Q_{\text{втр.3}}$ будуть однаковими, оскільки в обох випадках є один і той же перепад тиску $\Delta P = P_{\text{нагнітання}} - P_{\text{всмоктування}}$. Об'ємні втрати $Q_{\text{втр.1}}$ будуть мати менше значення, оскільки в цьому випадку $\Delta P = P_{\text{нагнітання}} - P_{\text{відсічки}}$, або $\Delta P = P_{\text{відсічки}} - P_{\text{всмоктування}}$, а величина тиску $P_{\text{відсічки}}$ займає проміжне між тисками всмоктування та нагнітання значення.

Якщо ротори обертаються на деяку величину (рис. 2,б) то ситуація якісно міняється, зникає порожнина відсічки, що призводить до того, що $Q_{\text{втр.1}}$, $Q_{\text{втр.2}}$ та $Q_{\text{втр.3}}$ стають рівними між собою.

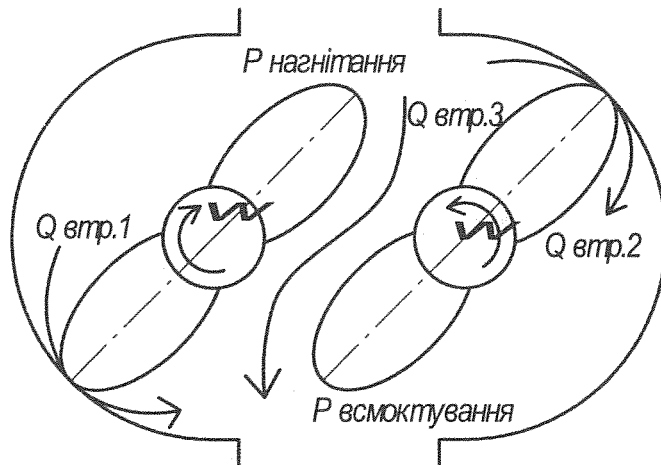


Рис. 2, б. Функціональна схема дволопатевого насоса (момент існування двох порожнин)

Аналізуючи рис.2 а і б приходимо до висновку, що величина сумарних об'ємних втрат у різних фазах обертання роторів є різною, в момент існування трьох порожнин (рис. 2, а) вона є меншою, а в момент існування двох порожнин (рис. 2, б) – більшою. Ситуація зображена на рис.2,а виникає чотири рази за один оборот ротора – по дві порожнини відсічки на кожен ротор.

Як відомо [1], величина тиску в замкнутій порожнині визначається за формулою:

$$\frac{dP}{dt} = c(Q_{\text{вх}} - Q_{\text{вих}} - Q_{\text{втр}}) \quad (2)$$

де: $Q_{\text{вх}}$ – об'ємні витрати рідини, що надходять в порожнину (нагнітається ротором) ($\text{м}^3/\text{с}$); $Q_{\text{вих}}$ – об'ємні витрати рідини, що виходять з порожнини в рукав (продуктивність насоса) ($\text{м}^3/\text{с}$); $Q_{\text{втр}}$ – сумарні об'ємні втрати рідини через зазори ($\text{м}^3/\text{с}$).

Із аналізу ф. (2) впливає що величина $\frac{dP}{dt}$, а отже і самого тиску із обертанням роторів буде непостійною і у випадку дволопатевого насоса змінюватиметься вісім разів на оберт, а саме чотири рази зростатиме (рис.2,а) і стільки ж разів спадатиме (рис.2,б). Саме цей випадок і зображено на рис.1,а і б.

Використання трилопатевого роторів призводить до зменшення продуктивності із-за зменшення робочого об'єму насоса але не покращує ситуації в цілому. Аналіз функціональної схеми трилопатевого насоса (рис.3, а і б) вказує на наявність то двох порожнин відсічки, то однієї, що призводить до деякого покращення об'ємного к.к.д., але не до зменшення амплітуди коливань тиску.

Як випливає із аналізу (2) та рис.2 і 3, суттєве зменшення амплітуди коливань тиску можливе при постійно існуючій порожнині (порожнинах) відсічки між порожнинами нагнітання та всмоктування, що можливе при використанні чотири- і більше лопатевих роторів.

На рис.4 представлено функціональну схему чотирилопатєвого роторного насоса, аналіз якої вказує на постійну присутність як мінімум однієї порожнини відсічки між порожнинами нагнітання та всмоктування, що призводить до суттєвого (більш як вдвічі) зменшення амплітуди коливань тиску (рис.5) та збільшення кількості імпульсів за оберт (до восьми).

Використання п'яти- та шестилопатєвих схем призводить до суттєвого зниження продуктивності (зменшення робочого об'єму насоса) при незначному зменшенні амплітуди пульсацій в порівнянні з чотирилопатєвою схемою, що вказує на оптимальність чотирилопатєвої конструкції ротора насоса.

Подальше збільшення кількості лопатей роторів наближує насос типу Рутс до відомого шестерінчастого насоса [3,4].

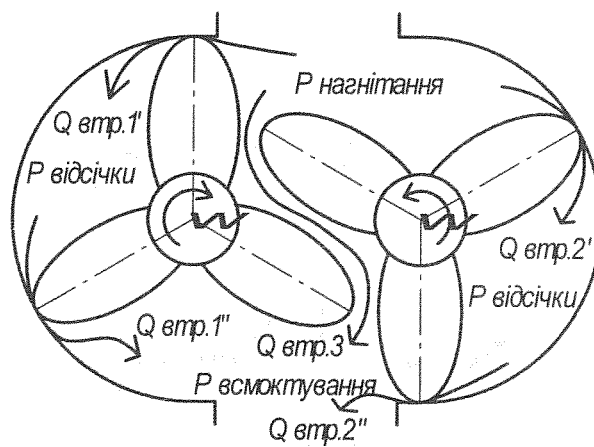


Рис. 3, а. Функціональна схема трилопатєвого насоса (момент існування двох порожнин відсічки)

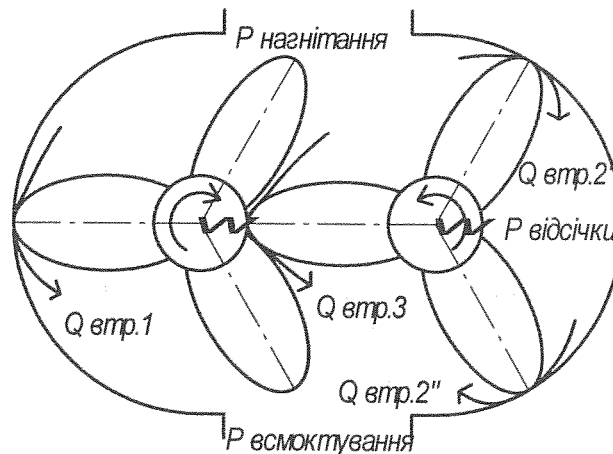


Рис. 3, б. Функціональна схема трилопатєвого насоса (момент існування однієї порожнини відсічки)

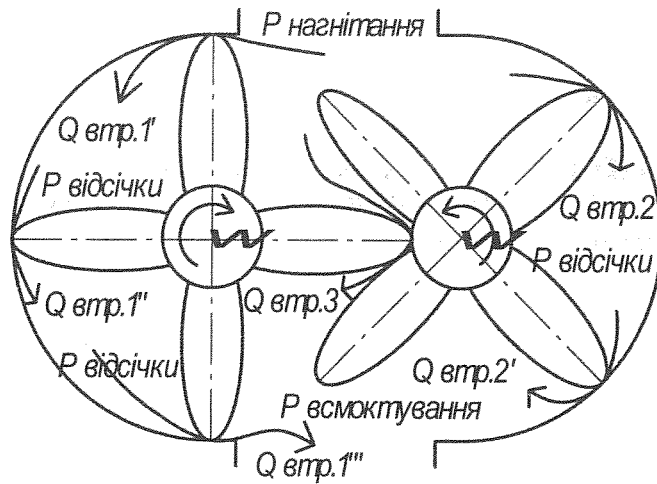


Рис. 4. Функціональна схема чотирилопатевого насоса

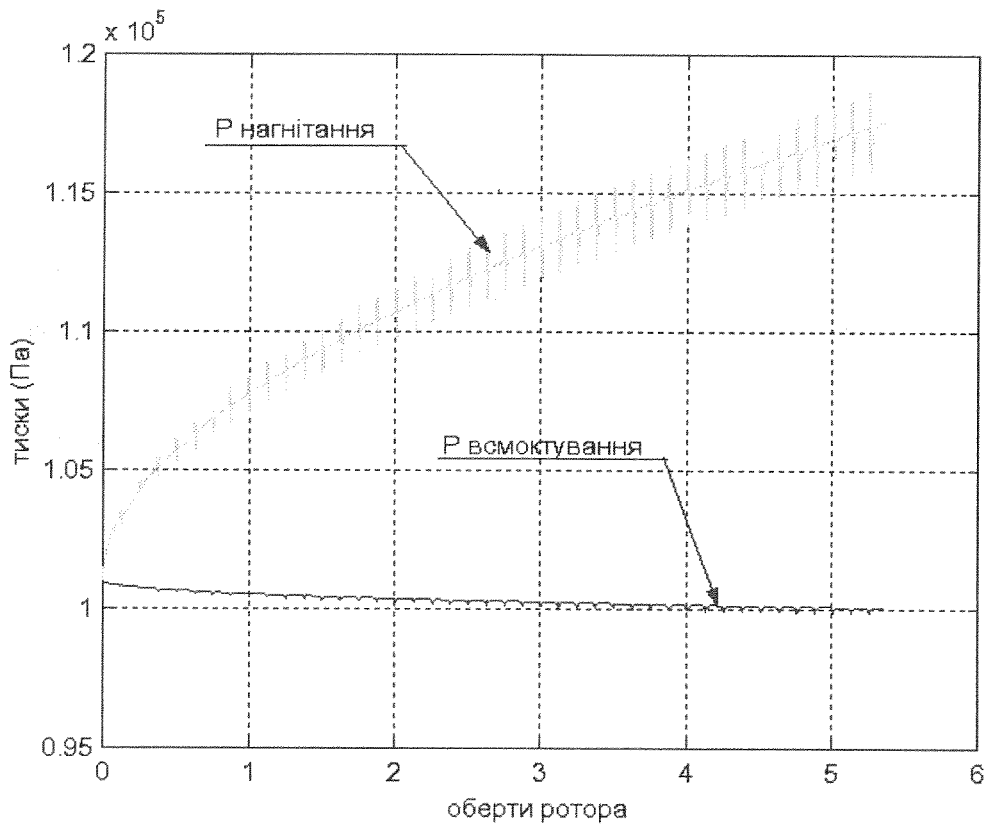


Рис.5. Залежність тиску чотирилопатевого насоса від обертів ротора

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Справочник машиностроителя. В 6-ти т. Т.2. Под ред. Н. С. Ачеркана. Изд. 3, перераб и доп., Москва, МАШГИЗ, 1963. 740 с.
2. Элементы гидропривода. (Справочник). Изд. 2-е, перераб. и доп. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Киев, «Техника», 1977. 322 с.
3. Пожарная техника. Издание 2-е перераб. и доп. Под ред. д.т.н., проф. М.Д. Безбородько. М.1989. 335 с.
4. Пожарно-техническое вооружение. Учеб. Пособие для пожарно-техн. училищ. М., Стройиздат, 1974. 372 с.