

УДК 621.165

**А.Л. ШУБЕНКО**, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН України, Харьков;  
**Л.Н. БЫСТРИЦКИЙ**, канд. техн. наук; с.н.с. ОАО «Турбогаз», Харьков;  
**В.Н. ГОЛОЩАПОВ**, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харьков;  
**В.И. КАСИЛОВ**, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;  
**О.В. КАСИЛОВ**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;  
**А.Ю. КОЗЛОКОВ**, гл. инженер ОАО «Харьковская ТЭЦ-5»

## РАБОТА ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ В КОМПРЕССОРНОМ РЕЖИМЕ

На основе результатов исследования турбинной ступени с малым отношением  $D_{cp}/l$  рассмотрены режимы потребления ступенью мощности и предложены зависимости для оценки мощности, затрачиваемой на сжатие рабочей среды при малорасходных режимах.

**Ключевые слова:** турбинная ступень, линия тока, малорасходный режим, сжатие потока, объемный расход.

**Введение.** Энергоблоки ТЭС и ТЭЦ Украины работают в высокоманевренном (полупиковом и пиковом) режиме, обеспечивая суточные и недельные графики нагрузки ОЭС (объединенная энергетическая система). В ночное время энергоблоки работают на мощности близкой к 30 % от номинальной. В турбинах типа К-300-240, К-200-130, Т 250/300-24, Т-100/120-130, работающих при нагрузке менее 50 % от номинальной, последние ступени переходят в режимы потребления мощности. Экономичность блока при этом снижается более чем на 5 % по сравнению с номинальным режимом [1]. Особенно острой эта проблема является для цилиндров низкого давления теплофикационных турбин, работающих по тепловому графику. При этом в цилиндр поступает ограниченное количество пара и ступени турбины переходят в режим потребления мощности, вырабатываемой цилиндрами высокого и среднего давления.

Для ступеней турбин, имеющих различные отношения  $D_{cp}/l$ , различные геометрические параметры, в настоящее время достоверные результаты характеристик течения могут быть получены расчётным путём при работе на номинальных и переменных режимах их работы до величины относительного объёмного расхода  $\overline{G \cdot v_2} \approx 0,6$  [2, 3]. В то же время работа турбин, особенно при малых нагрузках, происходит в области  $\overline{G \cdot v_2} < 0,6$ , т.е. в условиях сформировавшегося привтулочного отрыва как в последних, так и предпоследних ступенях с малым  $D_{cp}/l$ .

Поэтому представляет интерес исследование работы турбинной ступени в широком диапазоне изменения режимов, особенно в режимах потребления мощности.

**Анализ публикаций и постановка задачи.** Исследование ряда турбинных ступеней с малым втулочным отношением, выполненное на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» в большом диапазоне изменения относительного объёмного расхода  $\overline{G \cdot v_2} = V_2/V_1^{ном}$  позволило провести оценку структуры потока и энергетических характеристик ступеней с разным втулочным отношением. Экспериментальный стенд позволял выполнять исследование ступеней, как в режиме выработки мощности, так и в режиме её потребления.

Были исследованы ступени с  $D_{cp}/l = 2,58; 2,87; 3,24; 4,57$ , имеющие  $t/b = 0,7136$ , угол выхода потока из направляющего аппарата (НА)  $\alpha_{1эф} = 21^\circ = const$ , углы входа –

© А.Л. Шубенко, Л.Н. Быстрицкий, В.Н. Голощاپов, В.И. Касилов, О.В. Касилов, А.Ю. Козлоков, 2013

вихода в робочем колесе (РК)  $\beta_{1\text{эф}}/\beta_{2\text{эф}}$  116°/23°; 103°/24,5°; 86°/26°; 62,5°/28,5°, відповідно. Число лопаток в НА складало  $Z_{\text{НА}} = 23$ , в робочем колесі  $Z_{\text{РК}} = 52$ . Частота вращення ротора змінювалася від 5000 до 8500 об/мін, номінальне значення  $(u/C_0)_{\text{ном}}$  рівнялось 0,67; 0,675; 0,61 і 0,54, ступень реактивності на середньому діаметрі 0,41; 0,39; 0,365 і 0,31 при позитивній реактивності у корня ступені.

Дослідження показало, що для ступеней з приведеною геометрією, виконаних шляхом подрезки периферійних сечень, режим холостого ходу настає при  $\overline{G \cdot v_2} = 0,540; 0,525; 0,495; 0,460$ , т.е. збільшення відношення  $D_{\text{ср}}/l$  веде до більш пізнього настання режиму холостого ходу. Наступне зниження  $\overline{G \cdot v_2}$  переводило роботу ступені в режим споживання потужності.

Структура потоку вивчалася шляхом траверсування газодинамічними зондами, що дозволило визначати поля швидкостей, тисків, кутів виходу потоку на вході в ступінь, в міжвенцовому зазорі і за робочим колесом. Для вимірювання температури потоку при малорасходних режимах застосовувався термозонд з екранованою термопарою.

Газодинамічні дослідження проводилися при стабілізованому температурному стані ступені.

Для підвищення достовірності визначення характеристик ступені стенд калібрувався по крутячому моменту з урахуванням втрат в редукторі і підшипниках. Газодинамічні зонди тарировалися на еталонному сопелі, забезпечуючому рівномірний потік на виході.

Погрешність при визначенні газодинамічних параметрів потоку ( $P^*$ ,  $P$ ) не перевищала 0,5 %, кутів  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ ,  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$   $-0,5^\circ$ , що дозволяло визначати величину складових швидкостей з погрешністю не перевищуючою 0,7 % і будувати лінії току  $\overline{G_i}$  з відхиленням не більше  $l = \Delta l/l_n \approx 2$  %.

В умовах малих значень швидкості (в області отрывних явищ) погрешність визначення положення ліній току зростала до  $\sim 5$  %.

Траверсування потоку в базовій ступені з  $D_{\text{ср}}/l = 2,58$  було виконано при наступних значеннях  $\overline{G \cdot v_2}$ : 0,972; 0,652; 0,614; 0,587; 0,564; 0,504; 0,367; 0,254; 0,04.

**Результати дослідження.** Результати траверсування потоку в вигляді розподілу ліній току  $\overline{G_i}$  для ступені з  $D_{\text{ср}}/l = 2,58$  приведені на рис. 1а, б при двох значеннях  $\overline{G \cdot v_2}$  рівних 0,972 (номінальний режим) і 0,254 (режим споживання потужності).

По мірі зменшення відносного об'ємного расхода спостерігаються зміни в структурі потоку. Зменшення расхода через ступінь досягалося зниженням повного  $P_0^*$  і статического  $P_0$  тисків на вході в ступінь при постійній температурі  $T_0^*$  робочої середовища (повітря) на вході в ступінь, постійній частоті вращення робочого колеса  $\omega = 523,6$  1/с ( $n = 5000$  об/мін) і постійному рівні тиску  $P_2$  за робочим колесом.

Розподіл ліній току при  $\overline{G \cdot v_2} = 0,972$  (близькому до номінальному значенню  $\overline{G \cdot v_2} = 1,0$ ) (см. рис. 2а) свідчить про деяке зниження положення ліній току в міжвенцовому зазорі, що відповідає їх підняттю, створюваному НА, виконаному за законом закрутки  $\alpha_{1\text{эф}} = \text{const}$ . За робочим колесом вихід потоку близький до осевому (см. рис. 1а).

Понижение  $P_0^*$  и  $P_0$  на входе в турбинную ступень уменьшает расход рабочего тела и понижает энергию потока на входе. При этом в межвенцовом зазоре также уменьшаются как статическое  $P_1$ , так и полное  $P_1^*$  давления (см. рис. 1б).

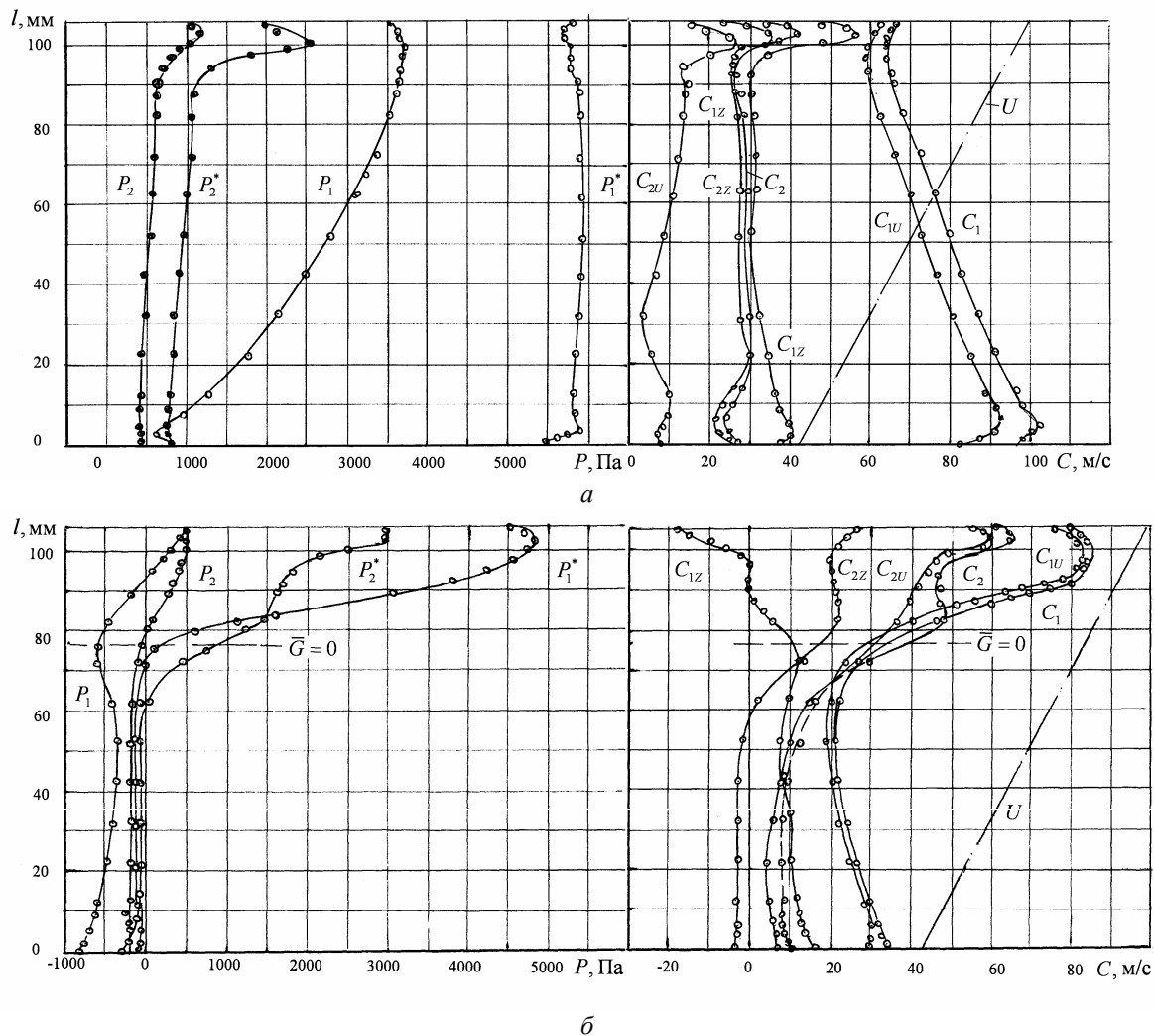


Рис. 1 – Изменение газодинамических характеристик потока по высоте лопатки в ступени  $D_{cp}/l = 2,58$  при  $\overline{G \cdot v_2} = 0,972$  (а) и  $\overline{G \cdot v_2} = 0,254$  (б)

В диапазоне изменения режимов работы ступени от  $\overline{G \cdot v_2} = 1,0$  до  $\sim 0,65$  в периферийной области наблюдается снижение полного давления  $P_2^*$  за рабочим колесом. Дальнейшее уменьшение  $\overline{G \cdot v_2}$  вызывает его возрастание при снижении статического давления  $P_1$  в межвенцовом зазоре и уже при  $\overline{G \cdot v_2} = 0,614$  различие между  $P_1^*$  и  $P_2^*$  невелико, что свидетельствует о резком уменьшении передачи потоком энергии периферийным сечениям рабочей лопатки. При  $\overline{G \cdot v_2} = 0,564$   $\Delta P^* = P_1^* - P_2^* \approx 0$ , а при  $\overline{G \cdot v_2} = 0,504$   $\Delta P^* < 0$ , т.е. при этом значении  $\overline{G \cdot v_2}$  в периферийной области уже происходит передача энергии от рабочего колеса к потоку. При дальнейшем уменьшении  $\overline{G \cdot v_2}$  процесс передачи энергии от рабочих лопаток к потоку захватывает все большую часть высоты лопатки. При малых  $\overline{G \cdot v_2}$  рабочее колесо по всей высоте лопаток входит в режим потребления энергии, часть которой

расходуется на вентиляционные потери, приводящие к повышению температуры рабочей среды.

Для определения мощности, затрачиваемой рабочим колесом на перемещение потока в режимах её потребления ( $N_T < 0$ ) структуру течения целесообразно рассматривать не по цилиндрическим поверхностям, а по струйкам тока основного потока (см. рис. 2б), в которых происходит изменение энергии под действием лопаточных сил. Обтекание лопаток в этом случае происходит не вдоль профильных поверхностей, формирующих каналы, а по сложным поверхностям перехода струек от профиля, расположенного на меньшем радиусе  $r_1$  к профилю на большем  $r_2$ , имеющим другую форму. При этом происходит изменение шага между лопатками ( $t_1 < t_2$ ) для каждой из струек  $\Delta G_i$  и оно тем существеннее, чем сильнее скос потока в пределах рабочего колеса. Отклонение течения от цилиндрического приводит к тому, что в переносном движении усиливается работа кориолисовых сил, которые не учитываются при построении одномерной и осесимметричной моделей расчёта ступеней. Их влияние на энергообмен тем сильнее, чем больше отклонение потока в ступени от цилиндрической формы течения.

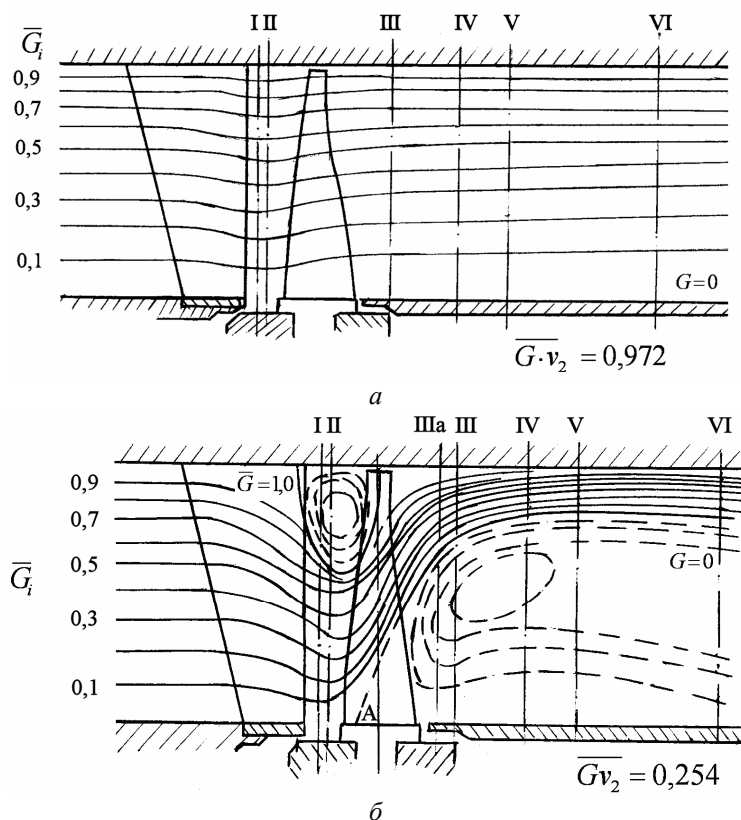


Рис. 2 – Структура потока в ступени  $D_{cp}/l = 2,58$  при уменьшении относительного объёмного расхода и постоянной частотой вращения

Так как при наличии областей привтулочного отрыва потока и вращающегося вихревого движения в межвенцовом зазоре (см. рис. 2б), аналитическое описание течения не представляется возможным, для построения приближенной методики определения затрат механической энергии в ступени целесообразно на основе анализа экспериментальных результатов определить характер изменения удельной работы на рабочем колесе ступени с малым втулочным отношением.

Мощность, развиваемая или поглощаемая элементом рабочего колеса ступени, отнесенная к струйке рабочего тела, может быть определена как

$$\Delta N = \Delta G \cdot h_u, \quad (1)$$

где  $h_u$  – удельная работа на лопаточном венце, совершаемая струйкой единичной массы.

Согласно уравнению Эйлера [2, 3] удельная работа, совершаемая элементарной ступенью (элементарной струйкой тока) равна

$$h_u = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u}, \quad (2)$$

где  $u_1$  и  $u_2$  – окружная скорость рабочих лопаток на радиусах  $r_1$  и  $r_2$ , м/с;  $C_{1u}$ ,  $C_{2u}$  – окружная составляющая скорости потока  $C_1$  в сечении 1 (на входе в РК) и скорости  $C_2$  в сечении 2 (на выходе из РК) на радиусах  $r_1$  и  $r_2$ , м/с.

На рис. 3 приведено распределение  $h_u$  по линиям тока для струек, протекающих через РК при разбивке расхода  $\bar{G}$  потока на участки  $\Delta\bar{G} = 0,1$ , полученное по результатам траверсирования ступени с  $D_{cp}/l = 2,58$  при изменении  $\bar{G} \cdot v_2$  от 0,972 до 0,04. Видно, что для большей части режимов при  $v \leq 0,652$  распределение  $h_u = f(\bar{G})$  близко к линейному. Наибольшее отклонение от линейного распределения наблюдается для номинального режима в периферийной и корневой области РК и небольшое отклонение в корневой области – для режима  $\bar{G} \cdot v_2 = 0,652$ . Для области малорасходных режимов распределение  $h_u = f(\bar{G}_i)$  при  $v_2 \approx \text{const}$  является линейным, что позволяет принять как интегральную величину для ступени среднее значение удельной работы на линии тока  $\bar{G}_i = 0,5$ .

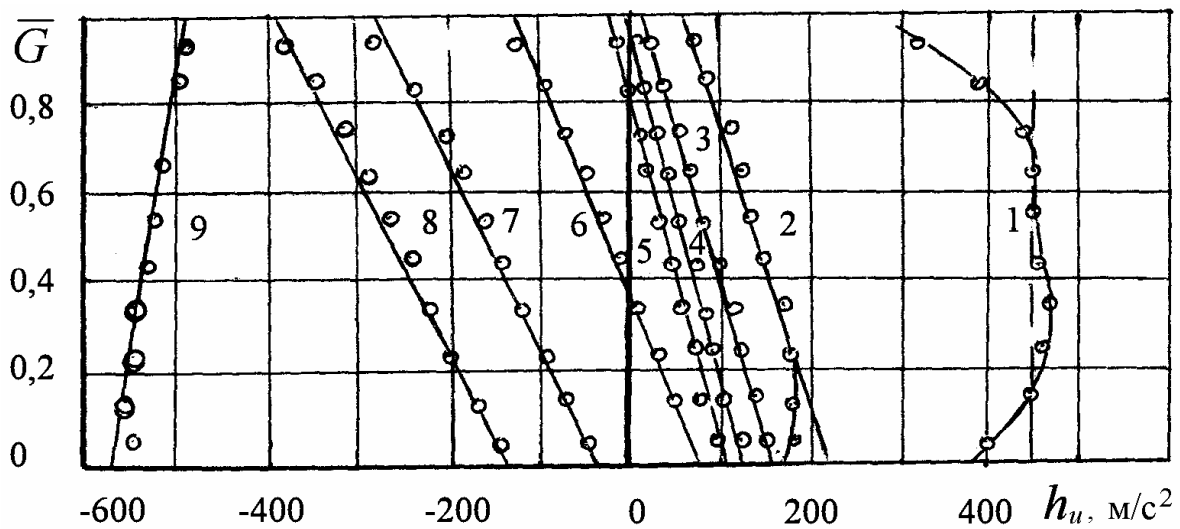


Рис. 3 – Распределение удельной работы по линиям равных расходов в ступени с  $D_{cp}/l = 2,58$  при различных  $\bar{G} \cdot v_2$ : 1 –  $\bar{G} \cdot v_2 = 0,972$ ; 2 – 0,652; 3 – 0,614; 4 – 0,587; 5 – 0,564; 6 – 0,504; 7 – 0,367; 8 – 0,254; 9 – 0,04

На рис. 4 приведено изменение относительной удельной работы ( $\bar{h}_u = h_u / (h_u)_n$ ) на линии тока  $\bar{G}_i = 0,5$  при уменьшении  $\bar{G} \cdot v_2$  во всём диапазоне работы ступени. Изменение  $\bar{h}_u$  при уменьшении  $\bar{G} \cdot v_2$  является линейной функцией, проходящей через точку, соответствующую холостому ходу ступени  $D_{cp}/l = 2,58$ . Подобный характер изменения  $\bar{h}_u = f(\bar{G} \cdot v_2)$  прослеживается и для исследованных ступеней с большим отношением  $D_{cp}/l$ . Для всех исследованных ступеней реперными точками являются  $\bar{h}_u = 1,0$  при  $\bar{G} \cdot v_2 = 1,0$  и  $\bar{h}_u = 0$  при  $(\bar{G} \cdot v_2)_{xx}$ . С учётом линейного характера изменения  $\bar{h}_u = f(\bar{G} \cdot v_2)$  эта функция может быть представлена зависимостью

$$\bar{h}_u = 1 + \frac{\bar{G} \cdot v_2 - 1}{1 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}} = \frac{\bar{G} \cdot v_2 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}}{1 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}}. \quad (3)$$

Для исследованных ступеней было получено, что режим холостого хода наступает при различных  $\bar{G} \cdot v_2$ , зависящих от втулочного отношения.

Переход ступени в режим потребления мощности ( $\bar{G} \cdot v_2 < (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}$ ) не вызывает изменения закономерности зависимости удельной работы  $\bar{h}_u$  при последующем

сниженні  $\overline{G \cdot v_2}$ . Для досліджуваних турбінних ступеней закономірність  $\overline{h_u} = f(\overline{G \cdot v_2})$  має лінійний характер при постійній частоті обертання робочого колеса. Наклон залежності  $\overline{h_u} = f(\overline{G \cdot v_2})$  зменшується при збільшенні  $D_{cp}/l$  (см. рис. 4). Для кожної ступені залежність  $\overline{h_u} = f(\overline{G \cdot v_2})$  проходить через точку, що відповідає режиму холостого ходу ступені ( $\overline{G \cdot v_2}, \overline{h_u} = 0$ ). На рис. 5 приведено змінення коефіцієнта тиску в ступені  $\overline{\Delta p}_{0-2} = \frac{P_0 - P_2}{(p_0 - p_2)_{\overline{G \cdot v_2}=1,0}}$  і на робочому

колесі  $\overline{\Delta p}_{1-2} = \frac{P_1 - P_2}{(p_1 - p_2)_{\overline{G \cdot v_2}=1,0}}$ .

При  $(\overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{xx})$  значення  $\overline{\Delta p}_{1-2}$  стає негативним, т.е.  $p_2 > p_1$ , що відповідає стисненню потоку на струйці  $\overline{G_i} = 0,5$ . Половина витрати при  $(\overline{G \cdot v_2})_{xx}$  знаходиться в режимі стиснення (компресорному), друга половина витрати, що проходить через нижню частину ступені – в режимі розширення (турбінному). Аналіз змінення  $h_u = (\overline{G_i})$  (см. рис. 3) показує, що верхні сечення робочих лопаток вступають в режим споживання потужності при  $\overline{G \cdot v_2} \approx 0,58$ , а повністю робоча лопатка вступає в режим споживання потужності при  $\overline{G \cdot v_2} \approx 0,40$ .

Для автономної ступені при осевому підводі робочого тіла по всій висоті направляючої лопатки режим стиснення робочої середовища настає при  $\overline{G \cdot v_2} \approx 0,31-0,32$  (см. рис. 5).

Для визначення потужності, витрачаної на перекачку середовища робочим колесом, що працює в компресорному режимі, з урахуванням лінійності розподілу  $\overline{h_u} = f(\overline{G_i})$ , залежність (1) можна представити для ступені як

$$N_k = G \cdot h_u(\overline{G_i}=0,5), \tag{4}$$

де  $G$  – витрата через ступінь;  $h_u$  – удільна робота при  $\overline{G_i} = 0,5$ .

Ураховуючи, що  $G \cdot v_2 = \overline{G \cdot v_2} \cdot (G \cdot v_2)_n$ ,  $G = \overline{G \cdot v_2} \cdot G_n \cdot \frac{v_{2n}}{v_2}$ ,  $h_u = \overline{h_u} \cdot (h_u)_n$ , підставивши їх в (4), потужність компримірування робочої середовища від відносного об'ємного витрати через ступінь можна представити як

$$N_k = G_n \cdot (h_u)_n \cdot \frac{v_{2n}}{v_2} \cdot \overline{G \cdot v_2} \cdot \frac{\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}{1 - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}. \tag{5}$$

При роботі ступені в умовах нестисненої середовища ( $v_2 = v_{20}$ ) ця залежність набуває вигляду

$$N_k = G_n \cdot (h_u)_n \cdot \overline{G \cdot v_2} \cdot \frac{\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}{1 - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}. \tag{6}$$

При визначенні потужності компримірування необхідно для ступені мати основні характеристики її роботи на номінальному режимі: витрата через ступінь  $G_n$ , який приймається при максимальному значенні внутрішнього КПД ступені  $\eta_u$ , удільну роботу ступені  $(h_u)_n = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u}$  або  $(h_u)_n = u_{cp} \cdot (C_{1u} - C_{2u})$  при течії по циліндричеським поверхностям.

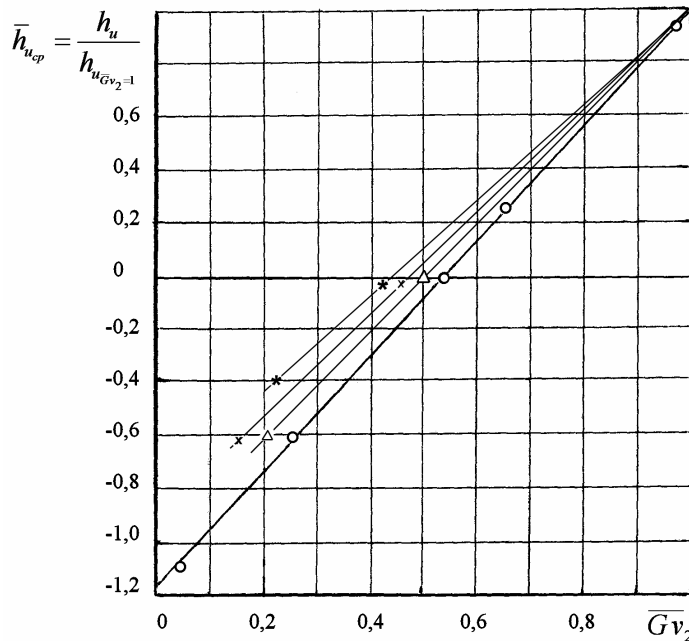


Рис. 4 – Зависимость относительной удельной работы при  $\bar{G}_i = 0,5$  для струйки от объёмного расхода рабочей среды через ступень:  
 -○- ступень  $D_{cp}/l = 2,58$ ; -Δ- ступень  $D_{cp}/l = 2,87$ ;  
 -x- ступень  $D_{cp}/l = 3,24$ ; -\*- ступень  $D_{cp}/l = 4,57$

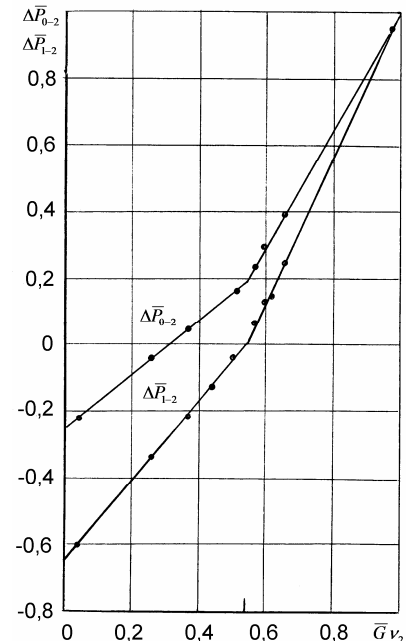


Рис. 5 – Изменение коэффициентов давления во всём диапазоне режимов работы ступени с отношением  $D_{cp}/l = 2,58$

Значения  $C_{1u}$  и  $C_{2u}$  принимаются на среднем радиусе рабочего колеса, что весьма близко к положению линии  $\bar{G} = 0,5$  при номинальном режиме. Для последних ступеней турбин, если выдерживается давление в конденсаторах  $P_k = \text{const}$ , можно принять, что удельный объём пара за РК последней ступени изменяется слабо, т.е.  $v_2 \approx v_{2н}$ .

При осевом выходе потока из рабочего колеса ( $C_{2u} = 0$ ) значение  $(h_u)_н$  в номинальном режиме равно  $(h_u)_н = u_{cp,н} \cdot C_{1u}^{cp}$ .

С учётом принимаемой для ступени степени реактивности на среднем радиусе  $\rho_{cp}$  значение  $C_{1u}^{cp}$  равно  $C_{1u}^{cp} = \varphi \cdot C_{1н} \cdot \cos \alpha_{1cp} = \varphi \cdot C_{0н} \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}} \cdot \cos \alpha_{1cp}$ .

Тогда для ступени с осевым выходом потока на среднем радиусе

$$(h_u)_н = u_{cp} \cdot \varphi \cdot C_{0cp} \cdot \cos \alpha_{1cp} \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}}, \quad (7)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости для каналов НА;  $C_{0н}$  – теоретическая скорость, соответствующая срабатываемому на ступени тепловому перепаду при номинальном режиме.

Для случая неосевого выхода потока из РК значение  $C_{2u}$  принимается исходя из газодинамического расчёта ступени.

**Выводы.** С учётом изложенного при осевом выходе потока из РК на номинальном режиме мощность, затрачиваемая на прокачивание среды рабочим колесом при режимах потребления мощности, составит

$$N_k = G_n \cdot u_{cp} \cdot \varphi \cdot C_{0н} \cdot \cos \alpha_{1cp} \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}} \cdot \frac{v_{2н}}{v_2} \cdot \bar{G} \cdot v_2 \cdot \frac{\bar{G} \cdot v_2 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}}{1 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}}, \quad (8)$$

где  $(\bar{G} \cdot v_2)_{xx}$  определяется по зависимости (9), предложенной Пономарёвым В.Н. [4]

$$\left(\overline{G \cdot v_2}\right)_{\text{xx}} = \frac{\left(\frac{u}{C_0}\right)_{\text{НОМ}}^2}{\left(\frac{u}{C_0}\right)_{\text{НОМ}}^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{\text{н}} \cdot \eta_u^{\text{НОМ}}} + 0,1443 - 0,391 \cdot \rho_{\text{ср}}, \quad (9)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – удельные объёмы рабочей среды перед и за РК на среднем радиусе;  $\eta_u^{\text{НОМ}}$  – КПД ступени на венце при номинальном режиме её работы (максимальный КПД ступени на венце);  $\rho_{\text{ср}}$  – степень реактивности на среднем радиусе при номинальном режиме её работы.

**Список литературы:** 1. Стан енергетики України – реальність, плани, перспективи: Матеріали Конференції Мінпаливенерго України; Рада старіших енергетиків України. – К., 2005. – 43 с. 2. Щегляев, А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин [Текст]: учеб. для вузов: в 2 кн. – 6-ое изд.; перераб. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – Кн. 2. – 416 с. 3. Самойлович, Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах [Текст] / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. – М.: Энергоиздат, – 1982. – 496 с. 4. Пономарёв, В.Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных режимах [Текст] / В.Н. Пономарёв // Энергомашиностроение. – 1976. – № 2. – С. 11-13.

*Поступила в редколлегию 15.01.13*

УДК 621.165

**Работа турбинной ступени в компрессорном режиме** [Текст] / А.Л. Шубенко, Л.Н. Быстрицкий, В.Н. Голощапов, В.И. Касилов, О.В. Касилов, А.Ю. Козлоков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 35-42. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

За результатами досліджень турбінної ступені з малим відношенням  $D_{\text{ср}}/l$  розглянуто режими споживання ступені потужності та запропоновані залежності для оцінки потужності, затрачуваної на стиск робочого середовища при маловитратних режимах.

**Ключові слова:** турбінний ступінь, лінія току, маловитратний режим, стиск потоку, об'ємна витрата.

Based on the results of the turbine stage investigation with a small ratio  $D_{\text{ср}}/l$  the operational modes of power consumption was considered. The dependences for power estimation, which is supplied on the compression of the working medium at low flow regimes was obtained.

**Keywords:** turbine stage, streamline, small flow rate condition, stream compression, volume flow rate.