

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ СРЫВА В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С КОРОТКИМИ ЛОПАТКАМИ

Ло Я-Цзюнь, Чжу Цзунь-лян

В последние годы большое внимание уделялось вопросам вращающегося срыва в осевом компрессоре. Но ввиду сложности взаимовлияния многих факторов экспериментальные данные часто противоречат друг другу. Направляющий и спрямляющий аппараты оказывают большое влияние на характерные параметры вращающегося срыва. Однако такие влияния еще не совсем ясны. Для выяснения всех особенностей явления необходимы очень тщательные исследования влияния геометрических характеристик решеток колеса и расположенных рядом с рабочим колесом неподвижных решеток. Проведенные эксперименты позволяют установить некоторые закономерности в изменении параметров вращающегося срыва с изменением углов установки лопаток рабочего колеса и направляющих аппаратов, а также расстояния между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом. Такие исследования должны стать основой дальнейшего теоретического анализа физической сущности явления вращающегося срыва.

1. Краткое описание установки и аппаратуры

Опыты проведены на ступени с диаметром колеса 480 мм при числе оборотов порядка 2600 об/мин. Относительный диаметр втулки колеса $\bar{d} = 0,815$, число лопаток $z = 60$, что соответствует относительной густоте решетки $\frac{b}{t} = 1,5$. Угол искривления лопаток $\theta_{р.к.} = 34^\circ$ и угол установки $\beta_{р.к.} = 45^\circ$. Густота решеток направляющего и спрямляющего аппаратов $\frac{b}{t} = 1,2$.

Методика опытных исследований в основном не отличалась от принятой в лаборатории турбомашин Харьковского авиационного института. Для измерения мгновенных значений скорости использовался стандартный комплект аппаратуры термоанемометра ЭТА-5А. Полное давление измерялось емкостным датчиком с присоединенным каналом. Сигналы от датчика после усиления записывались на пленке осциллографа¹.

Проведенные опытные исследования являются логичным продолжением работ Г. В. Павленко и содержат:

1) Исследование изолированного колеса с углом установки лопаток $\beta_{р.к.} = 45^\circ$.

¹ Б. В. Павленко. ИВУЗ МВССО, «Авиационная техника», Казань, 1962, № 1.

2) Опытное изучение влияния спрямляющего аппарата, который располагался за рабочим колесом при осевых зазорах, равных 3, 4, 5, 6 шагам решетки колеса. Угол установки лопаток спрямляющего аппарата равен 75° .

3) Эксперименты в рабочем колесе с направляющим аппаратом, который располагался перед рабочим колесом с осевым зазором, равным утроенному шагу рабочей решетки, и имел углы установки лопаток $\beta_{н.а.} = 75^\circ$ и 85° .

2. Характеристики

Опытные характеристики для всех вариантов, при которых проведены эксперименты, представлены на рис. 1. На этих графиках

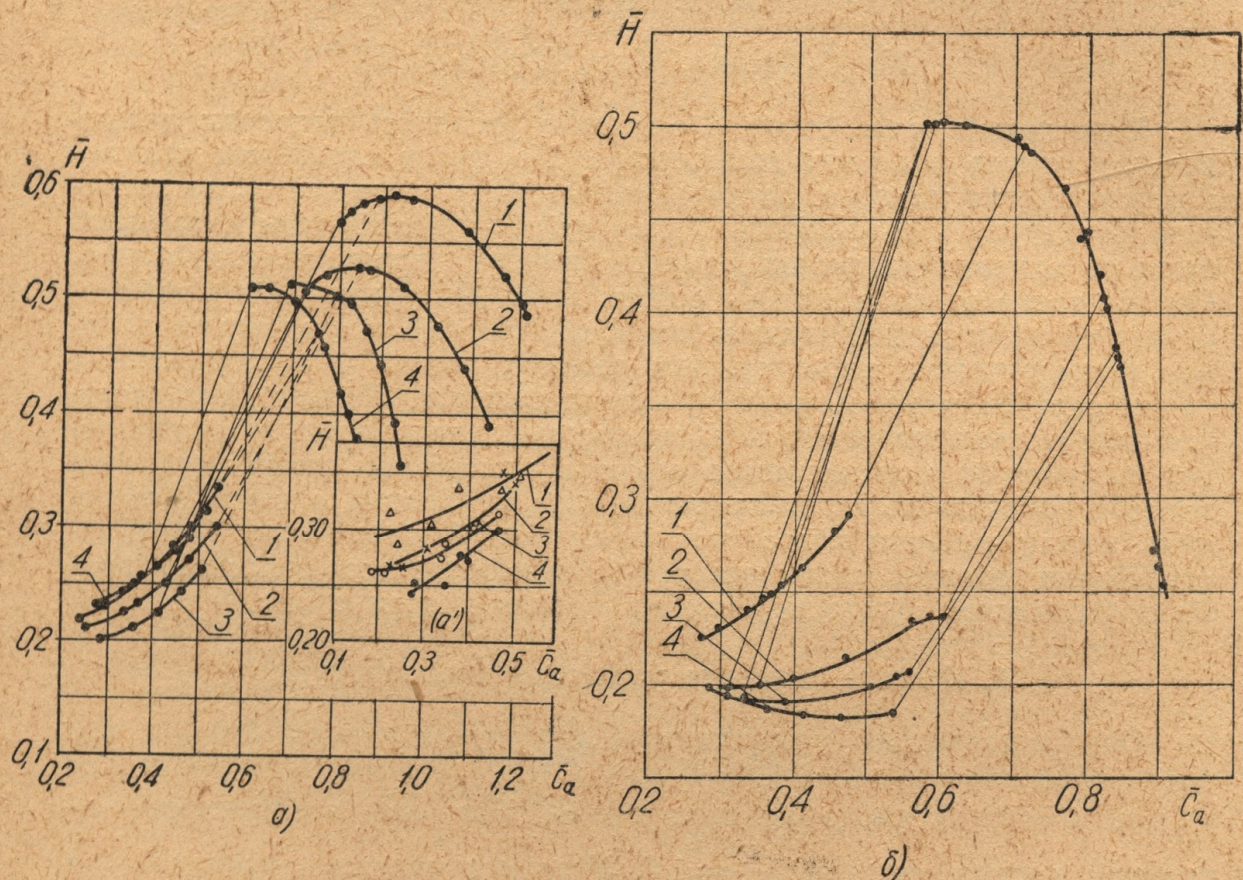


Рис. 1. Характеристики изолированного колеса, колеса со спрямляющим аппаратом и колеса с направляющим аппаратом:

а) характеристики изолированного колеса: (а') осредненный коэффициент напора (по осциллограммам), 1 — при $\beta_{р.к.} = 60^\circ$, 2 — при $\beta_{р.к.} = 55^\circ$, 3 — при $\beta_{р.к.} = 50^\circ$, 4 — при $\beta_{р.к.} = 45^\circ$;

б) характеристики изолированного колеса и колеса со спрямляющим аппаратом при $\beta_{р.к.} = 45^\circ$, расстояние между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом: 2 — 70 мм, 3 — 105 мм, 4 — 140 мм;

изображены зависимости коэффициента полного напора $\bar{H} = \frac{g \Delta p^\circ}{\gamma U_{ср}^2}$, где Δp° — приращение полного давления в рабочем колесе, γ — удельный вес, $U_{ср}$ — окружная скорость лопаток на среднем радиусе, от коэффициента расхода $\bar{C}_a = \frac{C_a}{U_{ср}}$, где C_a — осевая составляющая скорости. На рис. 1, а) приведены характеристики изолированного колеса с различными углами установки лопаток, снятые обычными пневмона-

садками. На рис. 1, б) изображены характеристики ступени компрессора с различными расстояниями между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом. Характеристики рабочего колеса с направляющим аппаратом при различных углах установки последнего $\beta_{н.а.} = 75^\circ$ и 85° приведены на рис. 1, в). На рис. 1; б) и 1; в) для сравнения результатов также изображена характеристика изолированного колеса при угле установки 45° .

Из рис. 1, а) видно, что при уменьшении угла установки верхняя часть характеристики, соответствующая устойчивым режимам, сме-

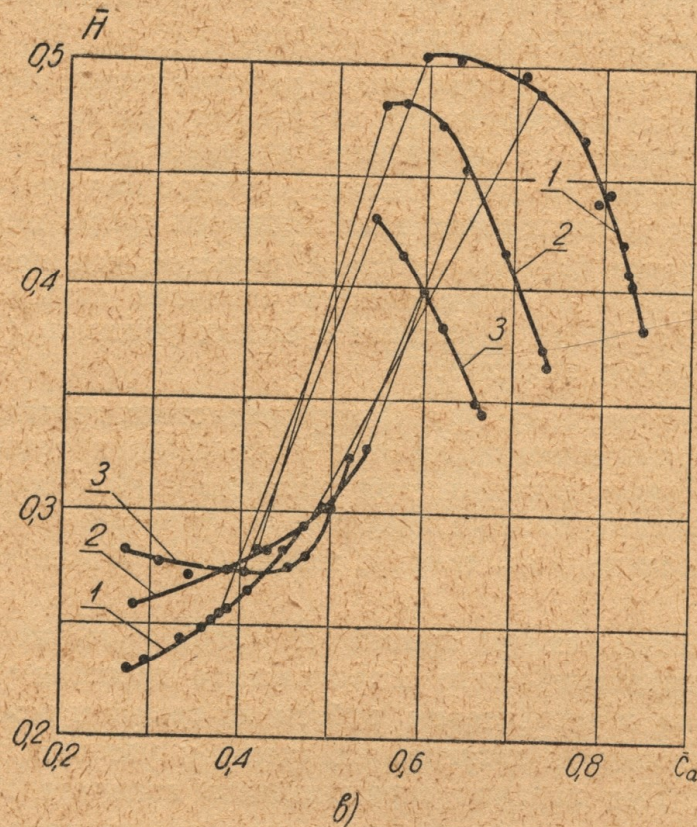


Рис. 1, в) характеристики изолированного колеса и колеса с направляющим аппаратом: 1 — характеристика изолированного колеса, 2 — при наличии направляющего аппарата с $\beta_{н.а.} = 85^\circ$, 3 — при наличии направляющего аппарата с $\beta_{н.а.} = 75^\circ$.

щается вниз и влево. При этом, чем меньше угол установки, тем меньше критический коэффициент расхода \bar{C}_a^* , соответствующий разрывной точке на характеристике.

При расходе меньше критического по всей высоте лопаток возникает вращающийся срыв с одной большой срывной зоной. В начале появления вращающегося срыва ширина зоны обратного тока составляет свыше 20% длины окружности решетки, а ширина зоны нулевого расхода, принятой в качестве срывной зоны, составляет больше $1/3$ длины окружности. Под зоной нулевого расхода понимается зона, суммарный расход через которую равен нулю.

С уменьшением угла установки лопаток от 60° до 50° кривая коэффициента полного напора на срывных режимах смещается вниз, а такая же кривая для угла установки 45° располагается выше, чем для угла установки 55° . Нарушение последовательности, по-видимому, объясняется неточностью измерений инерционным насадком. Действительно, за один период прохождения зоны направление потока воздуха быстро меняется. Только в одно мгновение направление потока совпадает с направлением приемного отверстия трехканальной трубки, а

в остальное время измеряется значение давления, меньшее мгновенного значения полного давления.

Для более точного определения величины полного давления при срывных режимах использовалась запись показаний емкостных датчиков с осреднением по времени (рис. 1, *а'*). Величины полного напора, снятые емкостными датчиками, оказываются большими, чем величины, измеряемые инерционным прибором. При этом устанавливается строгая закономерность взаимного расположения характеристик: с уменьшением угла установки лопаток рабочего колеса полные напоры на режимах вращающегося срыва падают.

Из рис. 1, *б*) видно, что наличие за рабочим колесом спрямляющего аппарата не влияет на протекание характеристики при устойчивых режимах и мало влияет на положение критической точки, в которой возникает вращающийся срыв. Однако в случае наличия спрямляющего аппарата при возникновении вращающегося срыва имеет место падение коэффициента полного напора \bar{H} большее, чем при изолированном колесе. Установка спрямляющего аппарата сильно сказывается на форме характеристик в области срывных режимов (характеристика становится более полой).

Как видно из рис. 1, *а*), *б*) и *в*) характеристики протекают с гистерезисными явлениями в возникновении и ликвидации срыва. Интересно отметить, что характеристики при наличии спрямляющего аппарата имеют гистерезисный процесс значительно больший, чем в остальных случаях. Это явление, по-видимому, может быть объяснено следующим образом.

С уменьшением наклона кривой $\bar{H} = f(\bar{C}_a)$ угол между этой кривой и кривой гидравлического сопротивления дросселя увеличивается, а следовательно, и устойчивость работы на срывном режиме тоже растет. Это и приводит к затягиванию срыва и увеличению гистерезисного процесса. При наличии спрямляющего аппарата наклон кривой $\bar{H} = f(\bar{C}_a)$ на срывных режимах очень мал, что приводит к значительному росту гистерезисного явления.

На рис. 1 *в*) показано влияние предварительной закрутки потока на протекание характеристики рабочего колеса. Из рис. 1, *в*) видно, что с ростом положительной предварительной закрутки потока кривая зависимости \bar{H} от \bar{C}_a смещается вниз и влево. Это объясняется следующим образом. При различных закрутках в силу постоянства $\frac{b}{t}$ и угла установки рабочего колеса номинальные углы входа и выхода потока относительно рабочей решетки β_1 и β_2 остаются неизменными. Тогда C_a и Δw_U , а следовательно \bar{C}_a и \bar{H} , уменьшаются пропорционально величине $\frac{U_{cp} - C_1 U}{U_{cp}}$, где $C_1 U$ — предварительная закрутка.

В ступени с направляющим аппаратом на неустойчивых режимах появляется резкий звук, который сильно отличается от звука при срывных режимах в изолированном колесе. При этом, как видно из осциллограмм, возникает многозонный вращающийся срыв. Постепенное открытие дросселя вызывает увеличение расхода и ослабление звука. Дальнейшее открытие дросселя приводит к восстановлению устойчивого режима работы. При этом также имеет место петля гистерезиса.

3. Ширина срывной зоны и число зон

Во всех случаях изолированного колеса и колеса со спрямляющим аппаратом возникает однозонный вращающийся срыв. Зависимости ширины срывной зоны от коэффициента расхода для четырех вариантов ступени приведены на рис. 2, а. Как видно, такие зависимости при различных углах установки $\beta_{р.к.}$ хорошо подчиняются закону прямой, а наличие спрямляющего аппарата, расположенного на любом расстоянии за рабочим колесом, не влияет на ширину срывной зоны.

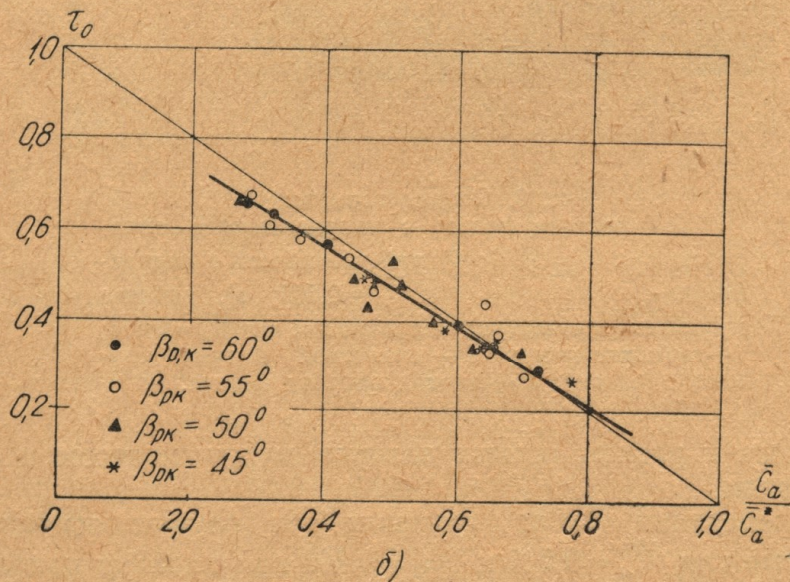
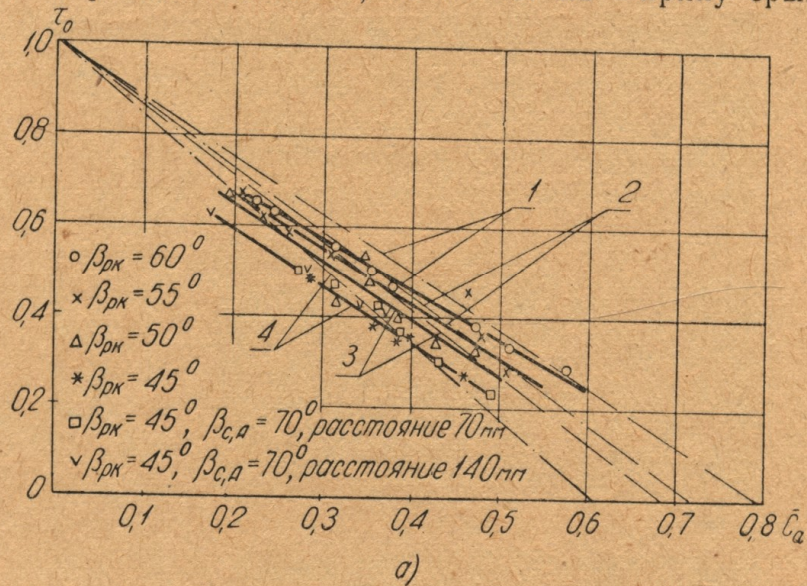


Рис. 2. Зависимости ширины срывной зоны от коэффициента расхода в изолированном колесе:
 а) при различных углах установки: 1 — $\beta_{р.к.} = 60^\circ$, 2 — $\beta_{р.к.} = 55^\circ$, 3 — $\beta_{р.к.} = 50^\circ$, 4 — $\beta_{р.к.} = 45^\circ$;
 б) зависимость ширины зоны от $\frac{C_a}{C_a^*}$.

При критическом режиме, коэффициент расхода которого обозначен C_a^* , ширина срывной зоны равняется нулю, а при полном закрытии дросселя ширина зоны должна достигать 100%. Экспериментальные

кривые немного отклоняются от прямых, проведенных через точки $(0,1)$ и $(\bar{C}_a^*, 0)$.

С целью обобщения результатов коэффициент расхода \bar{C}_a отнесен к величине коэффициента расхода на критическом режиме \bar{C}_a^* (рис. 2, б). Все опытные точки укладываются на одну прямую, изображающую общую зависимость между шириной зоны и относительным расходом, справедливую для любых значений угла установки лопаток

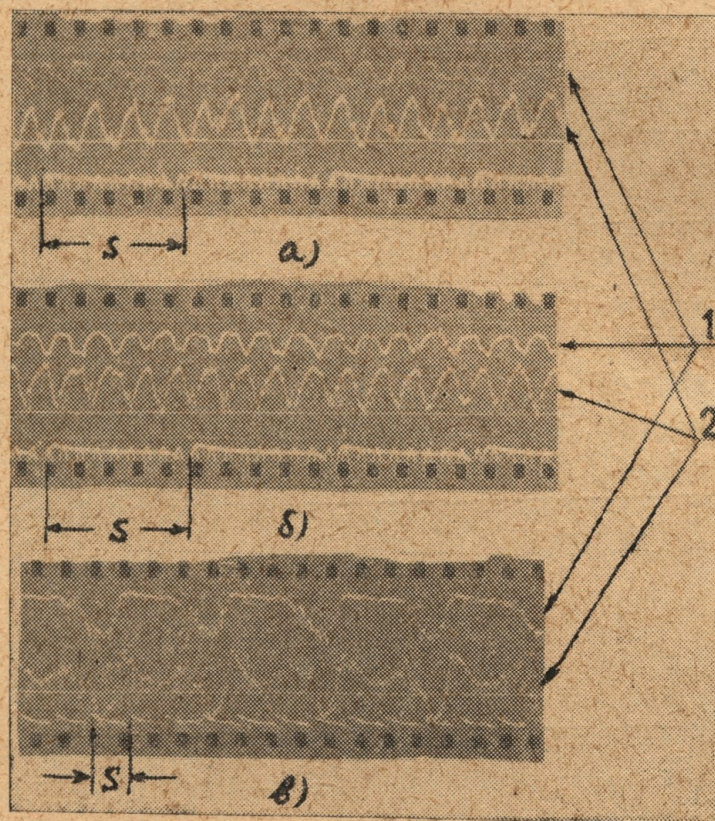


Рис. 3. Осциллограммы:

а) рабочее колесо с направляющим аппаратом при $\bar{C}_a=0,219$; б) рабочее колесо с направляющим аппаратом при $\bar{C}_a=0,469$; в) рабочее колесо со спрямляющим аппаратом при $\bar{C}_a=0,467$; 1—термоанемометр, 2 — емкостной датчик полного давления, S — период оборота колеса.

рабочего колеса и разных осевых зазоров между колесом и спрямляющим аппаратом.

Для определения числа срывных зон служат осциллограммы (рис. 3), снятые для $\bar{C}_a=0,219$ и $\bar{C}_a=0,469$ при наличии направляющего аппарата. С целью сравнения на том же рисунке представлены и осциллограммы для рабочего колеса со спрямляющим аппаратом при $\bar{C}_a=0,425$. На осциллограммах записаны показания термоанемометра и емкостного датчика полного напора, расположенных на расстоянии 20 мм за рабочим колесом.

Осциллограммы в изолированном колесе показывают, что период вращающегося срыва больше, чем период оборота рабочего колеса, в два с лишним раза. В ступени с направляющим аппаратом период вращающегося срыва составляет примерно $1/4$ периода оборота рабочего колеса. Это объясняется тем, что установка направляющего ап-

парата приводит к сильному изменению структуры зоны вращающегося срыва.

В отличие от однозонной структуры, которая имела место в изолированном колесе или в ступени (рабочее колесо и спрямляющий аппарат), установка направляющего аппарата вблизи от рабочего колеса вызывает образование большого числа мелких зон, симметрично расположенных по окружности рабочей решетки. Обработка опытных данных для варианта $\beta_{н.а.} = 85^\circ$ указывает на существование семи зон срыва. В широком диапазоне расхода от $\bar{C}_a = 0,19$ до $\bar{C}_a = 0,51$ в котором были проведены опыты, число срывных зон не изменяется.

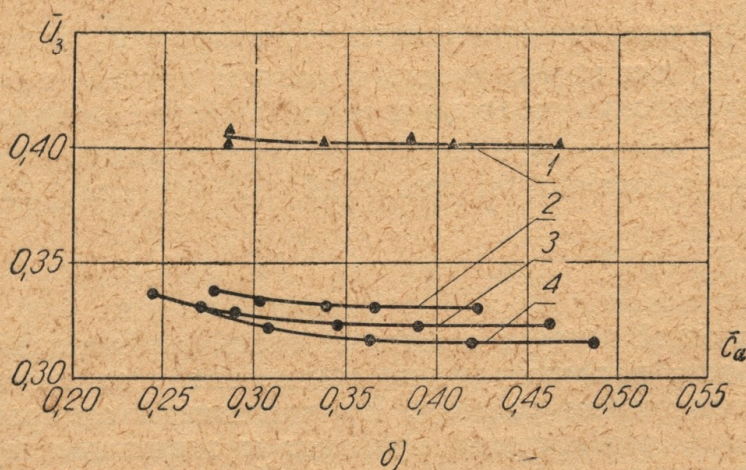
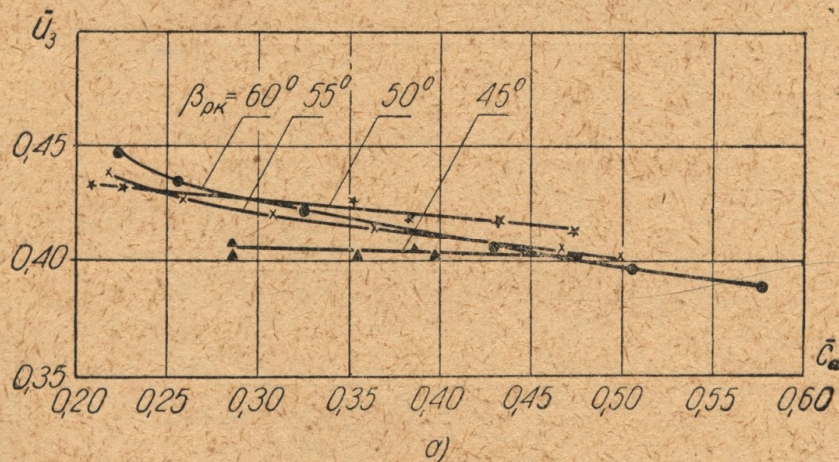


Рис. 4. Зависимости \bar{U}_3 от \bar{C}_a :

а) в изолированном колесе при $\left(\frac{b}{t}\right)_{р.к.} = 1,5$ и различных $\beta_{р.к.}$;

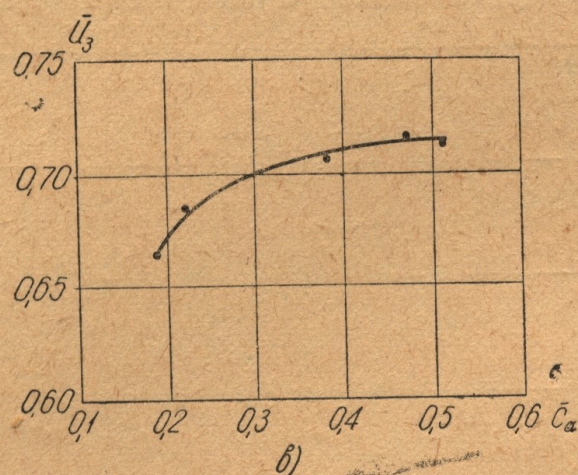
б) 1 — в изолированном колесе, 2 — в рабочем колесе со спрямляющим аппаратом, расстояние между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом — 140 мм, 3 — расстояние 105 мм, 4 — расстояние 70 мм.

4. Скорость распространения зон срыва

Зависимость безразмерной абсолютной скорости распространения зон срыва $\bar{U}_3 = \frac{U_3}{U_{ср}}$ от коэффициента расхода \bar{C}_a для различных углов установки лопаток рабочего колеса изображена на рис. 4, а). Результаты опытов говорят о малом влиянии угла установки лопаток колеса на

скорость распространения зон срыва \bar{U}_3 . Изменение угла установки от 45° до 60° приводит к изменению безразмерной скорости распространения зон срыва \bar{U}_3 не более чем от 0,40 до 0,45. С увеличением коэффициента расхода \bar{U}_3 медленно уменьшается, и тем медленнее, чем меньше угол установки. А при угле установки $\beta_{р.к.} = 45^\circ$ \bar{U}_3 почти не изменяется с увеличением \bar{C}_a .

Зависимости \bar{U}_3 от \bar{C}_a при различных расстояниях между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом изображены на рис. 4, б). Опыты



в) при наличии направляющего аппарата с $\beta_{н.а.} = 85^\circ$.

показывают, что при наличии спрямляющего аппарата \bar{U}_3 резко падает по сравнению с \bar{U}_3 для изолированного колеса; причем, чем меньше расстояние между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом, тем сильнее падение \bar{U}_3 . Из рис. 4, б) видно, что существование спрямляющего аппарата мало влияет на тенденцию изменения зависимости \bar{U}_3 от \bar{C}_a .

Зависимость \bar{U}_3 от \bar{C}_a при наличии направляющего аппарата с углом установки лопаток $\beta_{н.а.} = 85^\circ$ приведена на рис. 4, в). Впереди стоящий направляющий аппарат оказывает очень сильное влияние как на величину скорости распространения срыва, так и на характер изменения \bar{U}_3 с изменением расхода. Направляющий аппарат, вызывая развитие многозонного срыва, приводит к значительному увеличению скорости распространения зон срыва. Кроме того, при наличии направляющего аппарата скорость распространения зон срыва возрастает с увеличением расхода, в то время как для изолированного колеса увеличение расхода вызывает уменьшение скорости распространения зон вращающегося срыва.

5. Распределение параметров и форма течения

На рис. 5 представлены диаграммы распределения полного напора для изолированного рабочего колеса. Как видно, в широкой области вне срывной зоны (зоны нулевого расхода) полный напор сохраняет свою величину, имеющую место при несрывной работе лопаток, и только на краях этой области напор быстро падает. Поэтому осредненный полный напор по окружности решетки зависит от ширины срывной зоны, следовательно, он быстро растет с увеличением коэффициента расхода (рис. 1, а).

На рис. 6 приведены диаграммы распределения полного напора для ступени компрессора, в которой спрямляющий аппарат был расположен за рабочим колесом на расстоянии трех шагов рабочей решетки. Из рис. 6 видно, что в силу взаимовлияния решеток полный напор по окружности меняется иначе. В области вне срывной зоны полный напор непрерывно уменьшается. Даже при малой ширине срывной зоны он не может сохранять свою максимальную величину.

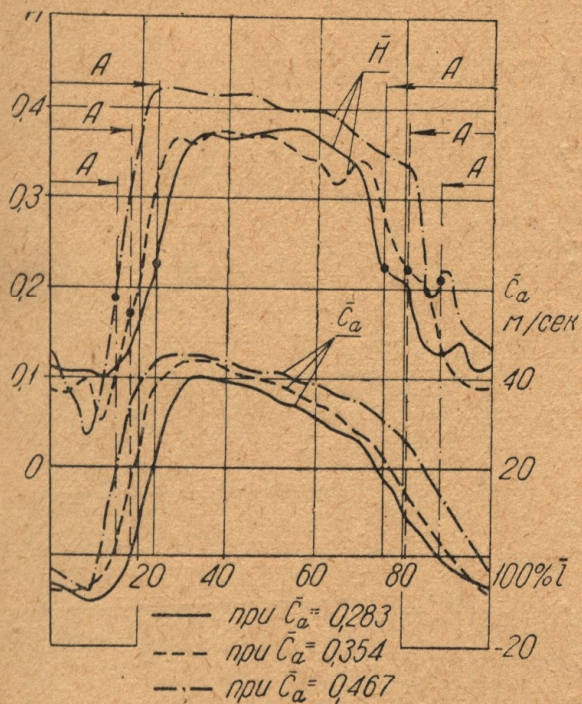


Рис. 5. Диаграммы распределения полного напора \bar{H} , осевых составляющих скоростей в изолированном колесе с $\beta_{р.к.} = 45^\circ$. А — зона нулевого расхода, l — относительная длина окружности.

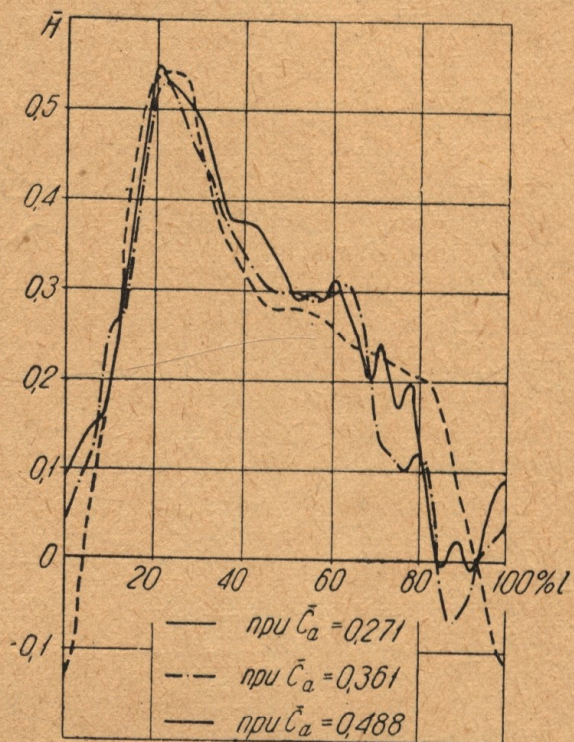


Рис. 6. Диаграммы распределения полного напора \bar{H} в рабочем колесе со спрямляющим аппаратом при различных режимах. l — относительная длина окружности.

Поэтому при различных ширинах зон, а следовательно, и при различных расходах, все диаграммы распределения полного напора почти одинаковы. В связи с этим и осредненный полный напор мало изменяется с увеличением расхода (рис. 1, б).

Диаграммы распределения полного напора, величины и направления скоростей по окружности (в одном периоде) в ступени с направляющим аппаратом представлены на рис. 7, а), а на рис. 7, б) — диаграммы в ступени со спрямляющим аппаратом. Как видно из рис. 7, а), амплитуды изменения напора и скорости составляют примерно 40% от их максимальных величин. Это значительно меньше, чем амплитуды изменения тех же величин в случае однозонного срыва (рис. 7, б).

При однозонном вращающемся срыве обычно возникают большие обратные токи. С уменьшением угла установки $\beta_{р.к.}$ обратные токи уменьшаются. Например, с изменением угла установки $\beta_{р.к.}$ от 60° до 45° осредненная осевая составляющая скорости в области обратного тока уменьшается больше, чем в два раза. Осредненная осевая составляющая скорости в зоне обратного тока мало изменяется с изменением расстояния между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом от 3 до 6 шагов рабочей решетки, но она больше, чем соответ-

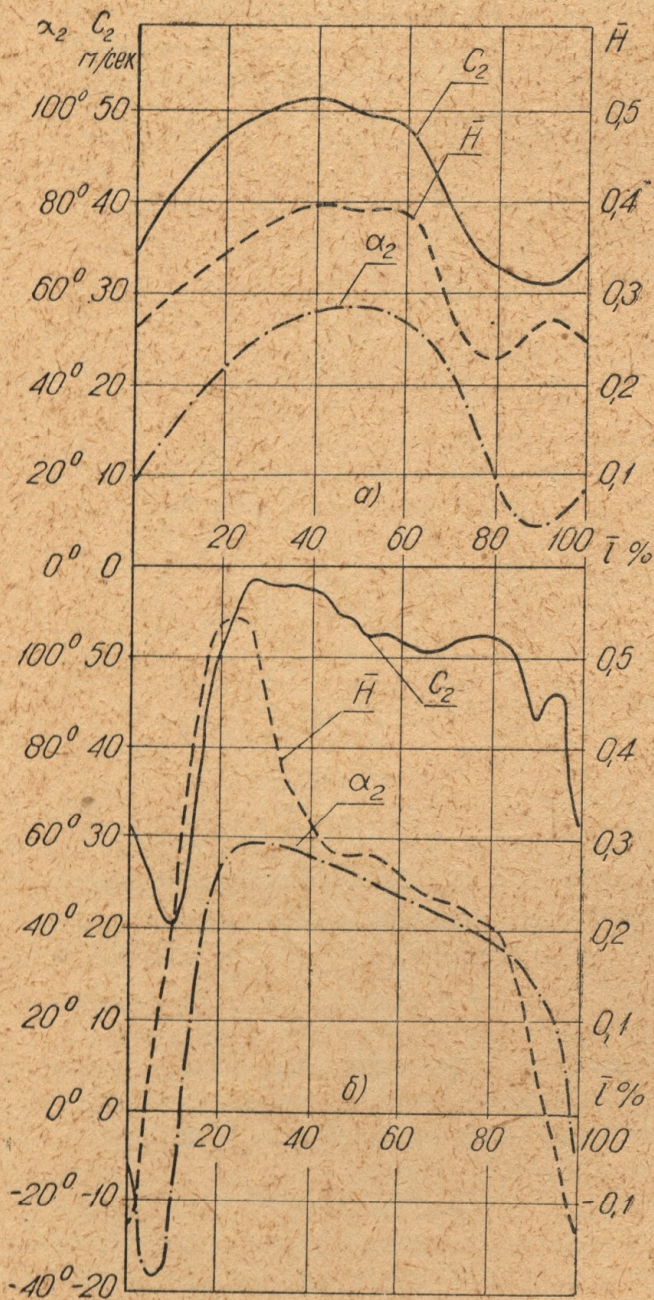


Рис. 7. Диаграммы распределения полного напора, величины и направления скоростей по окружности:

- а) в рабочем колесе с направляющим аппаратом при $\bar{C}_a = 0,469$, расстояние между ними 70 мм, $\beta_{р.к.} = 45^\circ$, $\beta_{н.а.} = 85^\circ$;
 б) в рабочем колесе со спрямляющим аппаратом, при $\bar{C}_a = 0,488$, расстояние между ними 70 мм, $\beta_{р.к.} = 45^\circ$, $\beta_{н.а.} = 75^\circ$, l — относительная длина окружности.

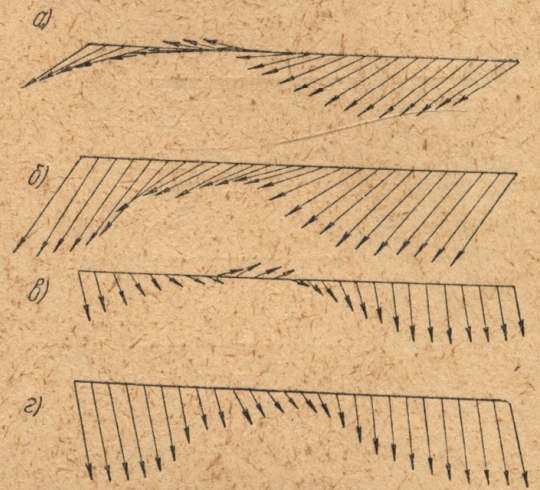


Рис. 8. Эпюры скоростей:
 а) абсолютные скорости при $\bar{C}_a = 0,219$;
 б) абсолютные скорости при $\bar{C}_a = 0,510$;
 в) скорости относительно срывных зон при $\bar{C}_a = 0,219$;
 г) скорости относительно срывных зон при $\bar{C}_a = 0,510$.

ствующая величина при изолированном колесе. Установка направляющего аппарата вызывает многозонный вращающийся срыв. В этом случае эпюры поля скоростей потока, находящегося на расстоянии 20 мм от рабочего колеса, изображены на рис. 8. Необходимо отметить, что при больших \overline{C}_a обратные токи в зоне срыва не наблюдаются. На рис. 8, а) и в) видно, что при меньшем расходе $\overline{C}_a = 0,219$ возникают обратные токи, область которых растет с уменьшением расхода воздуха.